

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Rezonance zkušebního podstavce pro testování  
a diagnostiku vývěv**

Resonance Tests Stand for Testing and  
Diagnostics of Vacuum Pump

Student:

Tomáš Dosoudil

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Blata, Ph. D.

Ostrava 2012

## **Zadání bakalářské práce**

Student: **Tomáš Dosoudil**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování**  
Specializace: **70 Technická diagnostika, opravy a udržování**  
Téma: **Rezonance zkušebního podstavce pro testování a diagnostiku vývěv**  
**Resonance Tests Stand for Testing and Diagnostics of Vacuum Pump**

### **Zásady pro vypracování:**

V bakalářské práci se zabývejte možnostmi rezonance zkušebního podstavce pro testování a diagnostiku vývěv. Vytvořte počítačový model tohoto podstavce a za pomoci modální analýzy proveďte patřičné simulace pro určení rezonančních frekvencí. Vypočtená data porovnejte s reálným měřením. V případě potřeby navrhněte možné konstrukční úpravy.

### **V rámci zadání zpracujte:**

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proveďte konkrétní provozní vyhodnocení.

Další podrobnější specifikace provede vedoucí bakalářské práce a firma Edwards, s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

*Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.*

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

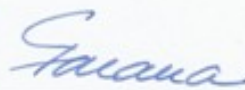
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

**Poděkování:**

Rád bych poděkoval společnosti Edwards s.r.o. za jejich spolupráci. Díky které byla vypracována tato bakalářská práce. Velký dík patří hlavně Ing. Davidu Študentovi za poskytnuté materiály, rady a všechnen čas, co mi věnoval.

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 18. 5. 2012

..... 

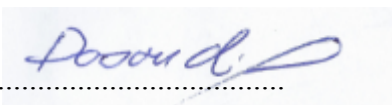
podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

18. 5. 2012



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Tomáš Dosoudil

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hany Kvapilové 26, Olomouc - Droždín

## **Anotace**

DOSOUDIL, T. Rezonance zkušebního podstavce pro testování a diagnostiku vývěv. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2012, 65 s. Diplomová práce, vedoucí Blata, J.

V této práci se zabývám rezonancí zkušebního podstavce, který slouží k testování a diagnostice vývěv. V první části této práce, popisuji problémy kmitání, které popisují rezonanci, a modální analýzu. Následně poté, jsem v programu Autodesk Inventor 2010, vymodeloval daný podstavec. Provedl jsem v tomto programu modální analýzu zkušebního podstavce. Po provedení modální analýzy jsem přešel k praktickému měření. Praktické měření jsem prováděl se zapůjčeným přístrojem od firmy Edwards. Po měření jsem porovnal výsledky modální analýzy a praktického měření.

## **Annotation**

DOSOUDIL, T. Resonance tests stand for testing and diagnostics of vacuum pump. Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 65 p. The diploma thesis, head Blata, J.

In this work I deal with test stand. Test stand use for testing and diagnostics vacuum pump. In the first part of this work I describe vibration problems, which describe resonance and modal analysis. Then I modeled test stand in program Autodesk Inventor 2010. I made modal analysis test stand in this program. After the analysis I moved to the practical measurement. The practical measurement I made is borrowed device for Edwards company. After the measurement I compared results modal analysis and practical measurement.

## Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk .....	10
Úvod.....	12
1 Představení firmy Edwards .....	13
2 Mechanické kmitání.....	14
2.1 Lineární soustava s jedním stupněm volnosti (SDOF) .....	15
2.1.1 Netlumený systém s jedním stupněm volnosti .....	16
2.1.2 Systém s jedním stupněm volnosti – vynucené kmitání .....	16
2.1.3 Jednoduché postupy ke zjištění rezonance .....	18
3 Modální analýza.....	20
3.1.1 Modální zkouška.....	21
3.1.2 Příprava měřené struktury.....	21
3.1.3 Příprava experimentálního modelu .....	22
3.1.4 Měření a měřicí metody .....	23
3.1.5 Základní sestava měření.....	24
3.1.6 Mechanismy buzení – pomocí modálního kladívka .....	25
3.1.7 Mechanismy buzení – pomocí budiče vibrací .....	27
3.1.8 Typy budících signálů.....	28
3.1.9 Snímače k měření budící síly a odezvy .....	29
3.1.10 Analyzátory.....	31
3.1.11 Anti-aliasingového filtr.....	32
3.1.12 Měření.....	33
3.1.13 Měření v referenčním bodě.....	33
3.1.14 Určení modálních parametrů .....	34
3.1.15 Modální model.....	35
4 Modální analýza zkušebního podstavce .....	36



4.1	Konstrukce a popis zkušebního podstavce .....	36
4.2	Parametry pro výpočet modální analýzy .....	36
4.3	Výsledky modální analýzy.....	37
4.4	Návrh konstrukční úpravy zkušebního podstavce .....	40
5	Modální analýza testovací desky .....	42
5.1	Konstrukce a popis testovací desky .....	42
5.2	Výsledky modální analýzy.....	43
6	Modální zkouška zkušebního podstavce.....	45
6.1	Použité přístroje .....	45
6.2	Měřící body.....	46
6.3	Popis měření .....	47
6.4	Naměřené výsledky.....	48
6.5	Zhodnocení dosažených výsledků .....	52
7	Závěr .....	55
8	Seznam literatury .....	57
9	Seznam příloh .....	58

## Seznam použitých symbolů a zkratek

Zkratka – veličina	Význam	Použitá jednotka
$f$	frekvence	[Hz]
$T$	perioda	[s]
$x$	okamžitá výchylka	[mm]
$\omega$	kruhová frekvence	[Hz]
$t$	čas	[s]
$v$	rychlost	[mm/s]
$V_{\max}$	maximální rychlost – amplituda rychlosti	[mm/s]
$a$	zrychlení	[mm/s <sup>2</sup> ]
$A_{\max}$	maximální zrychlení – amplituda zrychlení	[mm/s <sup>2</sup> ]
$X_{\text{RMS}}$	střední kvadratická hodnota	[mm]
$X_{\text{ave}}$	střední absolutní hodnota	[mm]
$X_{\max}$	maximální výchylka – amplituda výchylky	[mm]
$\Omega_0$	vlastní kruhová frekvence	[Hz]
$\eta$	činitel ladění	[-]
$\phi$	fázový posuv	[°]
$x_a$	amplituda odezvy	[mm]
$m_r$	hmotnost rotujícího nevývažku	[kg]
$m$	hmotnost	[kg]
$e$	excentricita	[mm]

FRF	frekvenční odezвовá funkce	[-]
SDOF	system s jedním stupněm volnosti	[-]
$f(t)$	obecná časově proměnná síla	[N]
$x(t)$	obecně časově proměnná výchylka	[mm]
$v(t)$	obecně časově proměnná rychlost	[mm/s]
$a(t)$	obecně časově proměnná zrychlení	[mm/s <sup>2</sup> ]
$k$	tuhost	[N/m]
$F_k$	direkční síla	[N]
$b$	součinitel tlumení	[N*s*m <sup>-1</sup> ]
$F_b$	tlumící síla	[N]
$F(t)$	časově proměnná síla	[N]
$F_a$	amplituda budící síly	[N]
$F_{od}$	odstředivá síla	[N]
$F_{od\_x}$	odstředivá síla ve směru kmitavého pohybu	[N]
$R$	reakce	[N]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$n$	otáčky nevývažku	[ot/min]
FFT	rychlá fourierova transformace	[-]
$h$	hysterzní tlumič	[N*s*m <sup>-1</sup> ]

## Úvod

Firma Edwards patří mezi přední světové výrobce vakuové techniky. Vakuová technika se využívá v mnoha odvětvích průmyslu. Všechny výrobky, než opustí podnik, prochází pečlivou kontrolou. Kontrola nové vývěvy typu nXDS je prováděna na zkušebním podstavci, který je tématem této práce.

Úkolem práce je zjistit velikost vlastních frekvencí zkušebního podstavce a vliv rezonance na zkušební podstavec. První část práce vysvětluje důležité pojmy z oblasti kmitání. Zde je vysvětleno, jak vzniká rezonance. Také, co to rezonance je, a základní principy jak zjišťujeme rezonanci. Dále je v této části popsána modální analýza a postup modální zkoušky.

Druhá část práce je zaměřena na počítačovou analýzu daného problému v programu Autodesk Inventor 2010. Zde jsem provedl modální analýzu pro zkušební podstavec a desku. Deska slouží k přesunu vývěvy od jedné technologické operace k další. Po výpočtu jsem navrhl možné změny v konstrukci zkušebního podstavce. U desky jsem navrhl změnu materiálu. Tyto úpravy mají za úkol zvýšit první modální frekvenci.

Poslední část je praktické měření zkušebního podstavce. To jsem provedl za pomoci přístrojové techniky firmy Edwards a pod dozorem firemního a školního diagnostika.

## 1 Představení firmy Edwards

Společnost vznikla v roce 1919 v Londýně. Zakladatelem společnosti byl fyzik F. D. Edwards. V tomto období společnost pouze dovážela vakuová zařízení. V roce 1939 zahájila společnost výrobu vlastních vakuových zařízení. Roku 1953 se společnost přestěhovala do nového sídla v Crawley ve Velké Británii. Zde je ředitelství společnosti dodnes. Společnost se během let rozšířila do mnoha zemí. Jako například do Izraele, Japonska, Číny a Koreje. V roce 2011 otevřela nový výrobní závod v Lutíně.

V současné době Edwards zaměstnává kolem 3000 zaměstnanců. Má 30 výrobních a servisních závodů po celém světě. V roce 2008 měla společnost příjmy ve výši 510 milionu liber. Firma je jedním z předních světových výrobců vakuové techniky.

Společnost vyrábí suché šnekové pumpy, olejové vakuové pumpy, turbomolekulární pumpy a další zařízení k vývěvám. Také poskytuje servis a náhradní díly ke svým výrobkům. Tato zařízení se používají v mnoha odvětvích, jako například v:

- Potravinářském průmyslu

Vakuové balení a formování, sušení (například mléko, káva, instantní polévky, ...) atd.

- Chemický a petrochemický průmysl

Filtrace plynů, manipulace s plyny, odplyňování olejů atd.

- Elektroprůmysl

Výroba obrazovek, elektrické izolace, elektronek, slunečních kolektorů, impregnace v elektronice, LED diod atd.

- Strojírenský průmysl

Mechanické manipulátory, nanášení tenkých vrstev a povlaků atd.

- Hutní průmysl

Odplyňování v metalurgii, metalurgické procesy (tavení, slévání, ...), tepelné procesy – žíhání atd.

- Výzkumná a forenzní zařízení

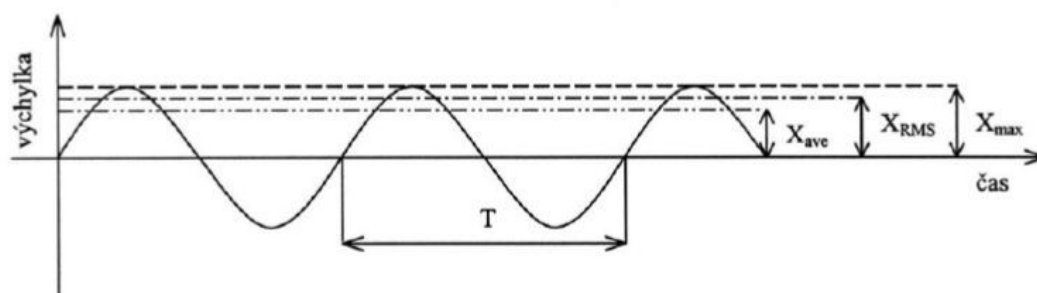
Elektronové mikroskopy, analytické a hmotnostní spektrometry, kryogenní zařízení

## 2 Mechanické kmitání

Charakteristika a základní parametry kmitání:

- Periodické kmitání

Periodické kmitání se pravidelně opakuje za určitý čas (periodu). Nejvíce jednoduchým typem periodického kmitání je harmonické kmitání. Ale většina kmitání nemá harmonický pohyb.



Obr. 1. Periodické kmitání [2]

Základní parametry

frekvence kmitání	$f = \frac{1}{T}$	[Hz]
-------------------	-------------------	------

okamžitá výchylka	$x = X_{max} * \sin(\omega * t)$	[mm]
-------------------	----------------------------------	------

rychlost	$v = V_{max} * \sin(\omega * t + \frac{\pi}{2})$	[mm/s]
----------	--	--------

zrychlení	$a = A_{max} * \sin(\omega * t + \pi)$	[mm/s <sup>2</sup> ]
-----------	--	----------------------

střední kvadratická hodnota (pro harmonický pohyb)	$X_{RMS} = \frac{\pi}{2 * \sqrt{2}} * X_{ave} = \frac{1}{\sqrt{2}} * X_{max}$	[mm]
---	---	------

- Stacionární náhodné kmitání

Základní vlastností stacionárního kmitání je, že se průběh nikdy přesně neopakuje. U detemistických dějů se dá předvídat průběh sledované veličiny (například výchylky, rychlosti či zrychlení) v každém časovém okamžiku. U náhodných procesů toto neplatí. Zde se musí využívat znalosti ze statistiky ve spojení s harmonickou analýzou.



Obr. 2. Stacionární náhodné kmitání [2]

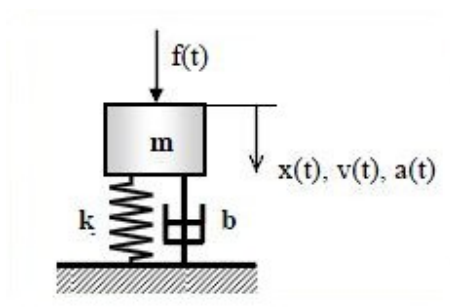
K popsání stacionárního náhodného kmitání se nejvíce používá hustota pravděpodobnosti. Hustota pravděpodobnosti se nejjednodušeji rozděluje za pomoci Gaussovi křivky.

- Nestacionární náhodné kmitání

Toto kmitání lze definovat jako náhodné kmitání. Jeho statistické vlastnosti se s časem mění. Teoreticky jsou všechny druhy náhodného kmitání v praxi nestacionární, protože jejich statistické vlastnosti se s časem mění. Změny statistických vlastností mohou být velmi pomalé, proto se v mnoha případech považuje za stacionární. Pro analýzu tohoto kmitání je nutno používat speciální metody. Základem těchto metod je průměrování.

## 2.1 Lineární soustava s jedním stupněm volnosti (SDOF)

V praktickém životě je těchto systémů velice málo. Ale vlastnosti tohoto systému jsou velice důležité. Rovnice a vlastnosti tohoto systému pomáhají vyjádřit složitější vlastnosti systému s více stupni volnosti. Ty mohou být vyjádřeny jako lineární superpozice mnoha SDOF charakteristik.



Obr. 3. Lineární soustava s jedním stupněm volnosti [4]

V základním modelu SDOF systému je  $f(t)$  obecná časově proměnná síla a  $x(t)$  je výchylka jako odezвовá veličina. Fyzikální model se skládá z hmotnosti  $m$  a pružiny  $k$  a (v případě tlumeného systému) buď z viskózního tlumiče  $b$ , nebo z hysterezního tlumiče  $h$ .

### 2.1.1 Netlumený systém s jedním stupněm volnosti

Model tohoto systému se skládá z hmoty  $m$  a pružiny  $k$ . Pro modální model předpokládáme, že na systém nepůsobí vnější síla  $f(t)=0$ . Zde platí tyto rovnice:

základní pohybová rovnice  $m \cdot a + k \cdot x = 0$  [ - ]

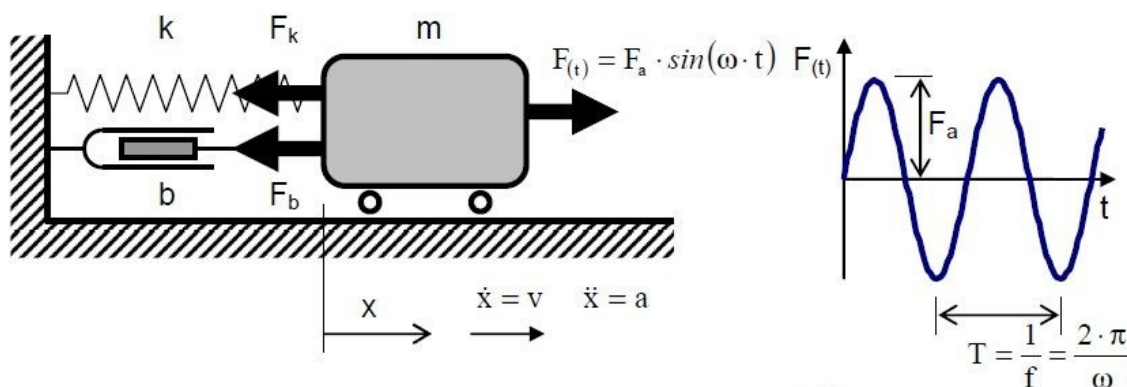
rovnice vlastní frekvence  $\Omega_o = \sqrt{\frac{k}{m}}$  [Hz]

### 2.1.2 Systém s jedním stupněm volnosti – vynucené kmitání

Modely s viskózním tlumičem neodpovídají skutečnosti u systému s více stupni volnosti. Skutečné struktury vykazují frekvenční závislost. Ta není standardním viskozitním tlumičem popsána. Musíme použít tlumič, který má tlumicí účinek nepřímo úměrný frekvenci.

- Kmitání vynucené budící silou harmonického průběhu

Mechanický model kmitání je znázorněn na obrázku.



Obr. 4. Kmitání vynucené budící silou harmonického průběhu [4]

Když budící silou vyvoláme kmitání, jehož amplituda bude narůstat nad všechny meze, nastane rezonance. Jinak se to dá vysvětlit tím, že pokud se buzená frekvence přiblíží vlastní frekvenci součásti ( $\omega \cong \Omega_o$ ) a činitel naladění je blízký 1 ( $\eta \cong 1$ ). Rezonance je nežádoucí jev pro většinu strojních zařízení. Při rezonanci bude fázový posuv  $\phi = \pi/2 = 90^\circ$ . U tlumené soustavy dosahuje amplituda v rezonanci extrémně vysoké hodnoty. Tento problém analyzujeme pomocí vztahu mezi příčinami a následky:



Příčina - budící síly

Následek – odezva soustavy

$$F(t) = F_a * \sin(\omega * t) \text{ [N]}$$

$$x(t) = x_a * \sin(\omega * t - \phi) \text{ [mm]}$$

Parametry budící síly:  $F_a, \omega$

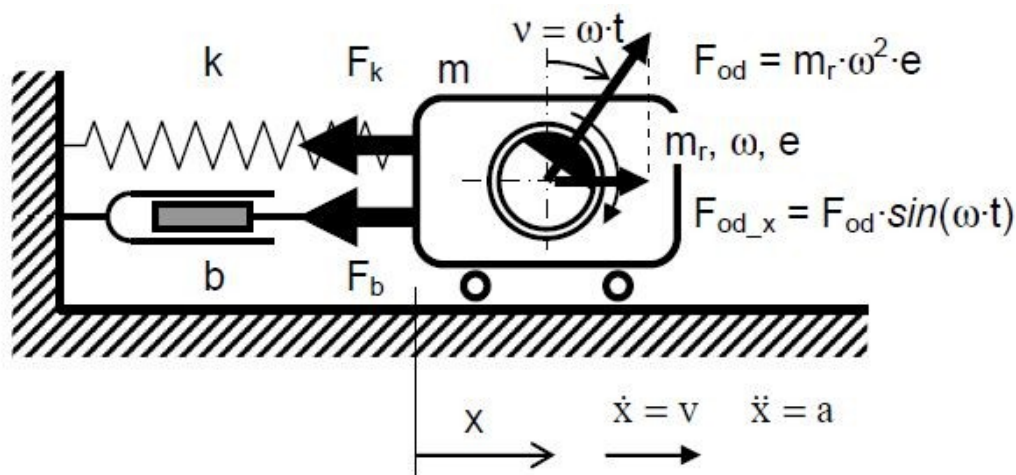
Parametry odezvy:  $x_a, \phi$

Z tohoto plyne, že analyzujeme závislost amplitudy odezvy a jejího fázového posuvu na amplitudě budící síly  $F_a$  a její frekvenci. Závislost amplitudy a fázového posuvu na frekvenci budící síly se nazývá amplitudová a fázová charakteristika.

Amplitudová charakteristika je přiložena v příloze A.

- Kmitání buzené rotující silou

Mechanický model soustavy buzený rotující hmotou je znázorněn na obrázku.



Obr. 5. Kmitání buzené rotující silou [4]

Buzení vzniká rotací nevyváženou hmotou. Ta je excentricky uložena. Vliv nevyvážku je znázorněn v amplitudové charakteristice – viz příloha A.

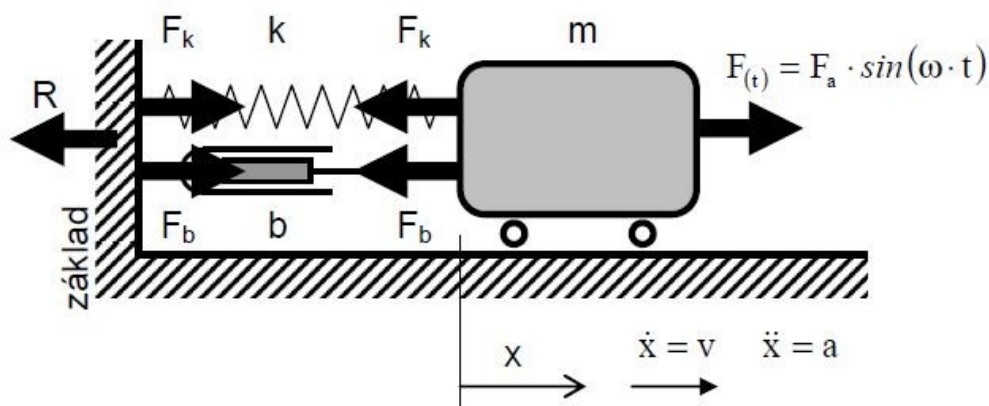
Pokud tuto amplitudovou charakteristiku srovnáme s předchozí amplitudovou charakteristikou, objeví se dva patrné rozdíly:

- pro nulové otáčky je amplituda nulová, protože je odstředivá síla rovna nule
- pro velmi vysoké otáčky se amplituda limitně blíží hodnotě  $x_a = \frac{m_r}{m} * e \text{ [mm]}$

Zde se opět objevuje rezonance. Ta nastává, když se budící kruhová frekvence (úhlová rychlost nevyvážku) blíží vlastní kruhové frekvenci. To se projevuje velmi vysokou amplitudou. Obvykle se tomu říká kritické otáčky.

- Síla přenášena do základu

Sílu do základu přenáší pružina a tlumič. Síly, které působí na základ, zkoumáme kvůli dimenzování základu. K jejich určení použijeme model, který je zobrazen na obrázku.



Obr. 6. Síla přenášena do základu [4]

Amplitudová charakteristika je přiložena v příloze A

### 2.1.3 Jednoduché postupy ke zjištění rezonance

- Musíme zvyšovat otáčky stroje a přitom zároveň měříme vibrace ve svislém směru. Vibrace se ze začátku zvětšují úměrně otáčkám. Poté, co se vibrace přiblíží k rezonanční frekvenci, nastává jejich zesílení. Po dalším zvýšení otáček se vibrace sníží.
- Na ložiskovém domku měříme velikost vibrací ve vertikálním, horizontálním a axiálním směru, poté vyhodnotíme, jak je uvedeno níže.
- Realizace tohoto jednoduchého testu na rezonanci, jehož základem je měření velikosti vibrací. Tyto vibrace jsou odezvou na budící sílu (úder). Budící síla a snímač by měli být umístěny asymetricky. Při měření opakujeme úder každé 3 sekundy po dobu měření měřicím přístrojem. Při tomto provádíme měření frekvenčního spektra. Toto měření se dá s nadsázkou považovat za provozní modální analýzu. Samozřejmě je to omezeno mnoha faktory. Hlavním omezujícím faktorem je vybuzení budící síly v objektu.

Z těchto postupů lze odvodit následující závěry:

- Rezananční frekvenci lze zjistit měřením otáčkové frekvence, na které jsou vibrace zařízení největší.

- Změříme velikost vibrací ve všech třech směrech. Poté porovnáme jejich velikost. Jestliže je vibrace v jednom z měřených směrů minimálně třikrát větší než ve zbývajících dvou směrech, z toho plyne, že se jedná pravděpodobně o rezonanci.
- Z měření získáme spektrum, ve kterém největší úroveň vibrací odpovídá rezonančním frekvencím

Díky tomu, že nikdy neznáme úroveň tlumení, tak se musíme řídit následující úmluvou: Pracovní otáčky mají mít odstup  $\pm 30 \%$  od rezonanční frekvence. To také platí i pro ostatní budící síly, které vznikají při činnosti stroje.

### 3 Modální analýza

Modální analýza patří do oblasti dynamiky. Má obrovský význam v technické diagnostice. Za pomoci této metody a modálních vlastností systému lze získat dynamický popis mechanické soustavy nebo konstrukce. Problémy v technické praxi spojené s nadměrným hlukem nebo mechanickým chvěním jsou zaviněny vlastnostmi samotného systému. Tyto vlastnosti nazýváme modálními. V rámci modální analýzy tyto vlastnosti vypočítáme a následně vyhodnotíme. Za pomoci těchto parametrů lze identifikovat výsledné vlastnosti systému. K výsledným parametrům patří:

- vlastní frekvence soustavy
- vlastní tvary kmitů
- určuje tlumení na vlastních frekvencích

Modální analýzou lze řešit následující technické problémy [2]:

- Určovat modální frekvence soustavy, které při souhlasu s budícími frekvencemi mohou vést k nadměrnému rozkmitávání (rezonance, kritické otáčky), a tím ke snížení životnosti a spolehlivosti konstrukcí, často s nepříznivým důsledkem zvýšené hlučnosti.
- Určovat modální tvary kmitu a konfrontovat je s eventuálními budícími účinky, opět s cílem posouzení možnosti výskytu škodlivého nadměrného kmitání.
- Ověřovat věrohodnost sestavených zjednodušených matematických modelů (v tzv. geometrických souřadnicích) srovnáním s výsledky měření.
- Vytvářet modální modely odměřených soustav (v modálních souřadnicích), pomocí nichž lze v uvažovaném frekvenčním pásmu věrně simulovat jejich kmitavé chování.
- Modifikovat konstrukce připojením přídatných prvků, s cílem např. jejich přeladění mimo pásma škodlivých účinků. Simulací na počítači lze relativně náročně posuzovat řady variant provedení.
- Pomocí výpočtu věrohodně určit vynucené kmitání odměřené konstrukce při daném (simulovaném) buzení.
- Identifikovat příčiny nadměrných vibrací odměřených konstrukcí z vlastností možných (vypočtených) přenosových cest nežádoucího šíření budících účinků.
- Pomocí metody zviditelnění provozních tvarů kmitů, resp. strukturální stroboskopie animovat prostřednictvím zjednodušeného schématu škodlivé

nadměrné kmitání konstrukcí při provozu na obrazovce počítače a snáze hledat jeho příčiny.

- Pro jednoduché struktury identifikovat z naměřených provozních odezev místa a průběhy budících účinků.

### **3.1.1 Modální zkouška**

### **3.1.2 Příprava měřené struktury**

Měřenou strukturu lze připravit:

- Volné uložení

Měřené těleso není žádným způsobem spojeno s okolím. Je volně umístěno v prostoru. Tento typ uložení má 6 módů tuhého tělesa (3 posuvy ve směru os a 3 rotace kolem os). Všechny mody mají vlastní frekvenci rovnou nule.

Těleso je volně uloženo na velmi měkkou podložku (například molitan) nebo můžeme těleso zavěsit pomocí měkkých pružin. V tomto případě je vlastní frekvence módů různá od nuly, ale tyto frekvence budou velmi nízké. Tyto uložení se dají považovat za volné, pokud je nejvyšší vlastní frekvence módů tuhého tělesa menší než 10 %.

Toto uložení je nejjednodušší a nejvhodnější. Používáme vždy, pokud to okolnosti dovolí.

- Pevné uložení

Pevné neboli vetknuté uložení je uložení, které má některé stupně volnosti zcela znehybněny připojením k zemi. V praxi to nelze dosáhnout. Proto se za pevné uložení považuje, to kdy odezva pevných stupňů volnosti je menší než 10 % odezvy zbylých stupňů volnosti. Tento typ uložení je problémový. Pokud chceme srovnat výsledky získané měřením s modálním modelem získaným výpočtem, protože oba modely mají rozdílné okrajové podmínky. Pokud možno se tomuto typu uložení vyhýbáme, ale ne vždy je to možné (například měření na turbínových lopatkách).

Dalším problémem tohoto uložení je opakovatelnost měření. Nelze dosáhnout 100% opakovatelnosti měření, když provedeme montáž a demontáž měřené struktury k měřicí základně. Zkušenosti ukazují, že vlastní frekvence módů se po takovém zásahu může změnit v rozsahu až 5 %.

- Uložení in situ

Jedná se o nejjednodušší uložení, měření probíhá za provozních podmínek. Toto uložení se používá tehdy, když nemáme jinou možnost nebo pokud nás zajímají modální vlastnosti v provozních podmínkách. Při tomto typu uložení je ještě těžší srovnat experimentální model s výpočtovým.

### 3.1.3 Příprava experimentálního modelu

Na měřené struktuře nadefinujeme body a stupně volnosti, ve kterých budeme provádět měření. V každém bodě musíme určit směry, ve kterých budeme měřit (nadefinujeme stupeň volnosti). Obvykle měříme posuvné stupně volnosti (směry X,Y,Z). Jen výjimečně se měří rotační stupně volnosti, protože pro měření rotačních stupňů volnosti jsou zapotřebí speciální snímače. Hustota sítě měřících bodů je závislá na frekvenčním rozsahu měření. Platí to, že čím je vyšší mód, tím je jeho vlastní tvar složitější. Z toho plyne, že je třeba více bodů k jeho realistickému vykreslení. To znamená, že volíme tak hustou síť, aby šlo spolehlivě rozlišit všechny zjištěné mody. Musíme si dát pozor, aby síť nebyla příliš hustá. Čím je síť hustší tím, je měření delší.

Na měřené těleso nakreslíme síť bodů a stejný model potom vytvoříme v softwaru pro modální analýzu. Poté musíme zvolit referenční stupeň volnosti to je místo a směr. Tam umístíme snímač odezvy (nejvíce se používá akcelerometr). To je pro měření s použitím rázového kladívka. Pokud použijeme pro měření budič, tak potom je umístěn v tom místě.

Požadavky na umístění referenčního bodu [1]:

- Měl by být zvolen tak, aby v něm byla dostatečně velká odezva při všech módech, aby byl poměr odezvy a šumu co nejlepší.
- Měl by být zvolen tak, aby připevněním akcelerometru nebo budiče byla struktura co nejméně ovlivněna.

Je zřejmé, že oba dva požadavky se vzájemně vylučují. Z toho je jasné, že v praxi musíme zvolit rozumný kompromis mezi oběma požadavky.

První požadavek je problémový v tom, že si musíme dávat pozor na umístění referenčního bodu. Nesmí být současně uzlovým bodem některého z módů, které nás zajímají. Pokud by to nastalo, byla by odezva tohoto modu nulová. Z toho plyne, že bychom nebyli schopni ho identifikovat. Tomuto se dá vyhnout tím, že například

provedeme napřed výpočtovou část, kterou zjistíme přibližné vlastní tvary. Pokud neznáme a nejsme ani schopni odhadnout vlastní tvary tak musíme zkusit druhou možnost. Ta je založena na tom, že musíme zkoušet umisťovat referenční bod na více míst. Sledujeme, jestli počet rezonancí je stály v naměřeném FRF. Toto provádíme ještě před započtením modální zkoušky. Pokud zjistíme, že zmizí v některém místě rezonance, tak to znamená, že to je uzlový bod daného vlastního tvaru. Z toho plyne, že tento bod nelze použít jako referenční.

### 3.1.4 Měření a měřicí metody

Celkově existují dva typy měření vibrací [1]:

- Ty, u kterých se měří jen jeden parametr (obvykle úroveň odezvy).
- Ty, u kterých se měří jak vstup, tak i odezva na výstupu.

Modální zkouška odpovídá druhému typu měření. Měříme buzení i odezvu. Oboje zároveň. Z toho je jasné že můžeme použít základní rovnici, která se používá k odvození vlastností systému přímo z naměřených dat. V této oblasti je mnoho možných přístupů, které lze aplikovat. Hlavně se zaměřím na metodu buzení v jednom bodě. To, ale neznamena, že v průběhu modální zkoušky, nemůže bod měnit svou polohu vzhledem ke struktuře. Touto metodou měříme jeden sloupec nebo jeden řádek matice frekvenčních odezvových funkcí. Existují dvě velmi podobné metody a to:

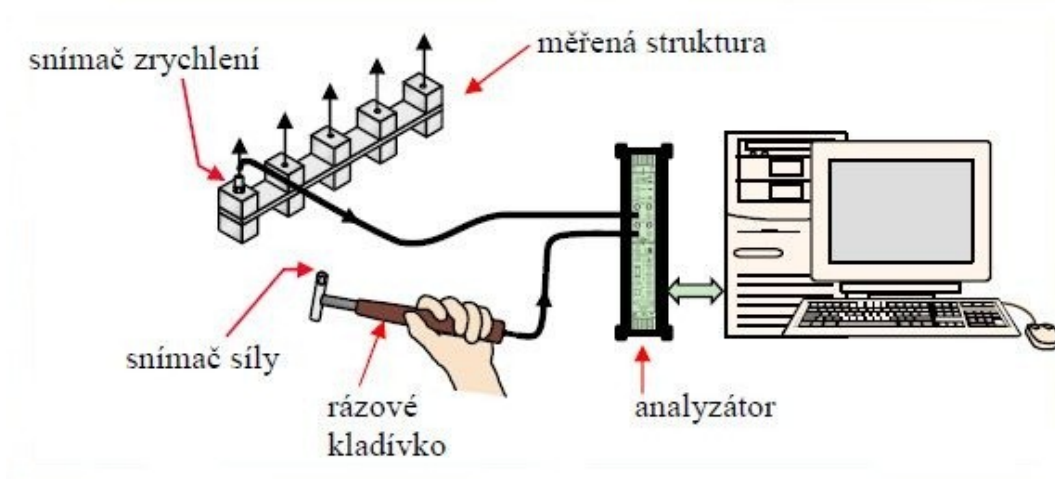
- SISO (Single Input Single Output) – jeden vstup (buzení), jeden výstup (odezva).
- SIMO (Single Input Multiple Output) – jeden vstup, více výstupů. Počet výstupů je závislý na počtu kanálů analyzátoru, které máme k dispozici na počtu odezev, které jsme schopni současně sbírat. Data se zpracovávají stejně jako u metody SISO.
- MIMO (Multiple Input Multiple Output) – tato metoda měření, je založena na tom, že se buzení provádí ve více bodech najednou. Tento typ měření je nezbytný u modálních zkoušek v těchto určitých případech [1]:
  - U velkých struktur, které nelze celé vybudit jediným budičem.
  - U složitých struktur, které vykazují tzv. lokální módy, při kterých kmitá jen část struktur a které rovněž není možné všechny vybudit jedním budičem.

- U tzv. symetrických struktur, které vykazují tzv. vícenásobné módy (dva nebo více módů na stejné frekvenci). Aby bylo možné tyto módy izolovat, je nutné mít tolik referenčních bodů, kolika násobné jsou módy.
- MIMO metoda je běžným standardem v leteckém a automobilovém průmyslu, nicméně má mírně odlišné teoretické pozadí, než je probíráno v tomto textu, takže se jí zde nebudeme podrobněji zabývat.

### 3.1.5 Základní sestava měření

V sestavě experimentu používané pro měření FRF rozlišujeme čtyři hlavní jednotky:

- mechanismus buzení
- soustava snímačů k měření budící síly a odezvy
- analyzátor k získání požadovaných dat
- výpočetní systém ke zpracování získaných dat



Obr. 7 Základní sestava měření [1]

Na obrázku je zobrazeno základní uspořádání měřicího systému. Budící síla je vytvářena rázovým kladívkem. Pokud použijeme rázové kladívko, pak umístíme akcelerometr trvale do referenčního bodu. Strukturu postupně budíme kladívkem ve všech bodech. Tímto způsobem, získáme jeden řádek matice FRF. Druhou možností je, že budičem síly je dynamický budič vibrací. Který je trvale umístěn v referenčním bodě, a odezvu postupně snímáme ve všech bodech na struktuře. Tímto způsobem získáme jeden sloupec matice FRF.



### 3.1.6 Mechanismy buzení – pomocí modálního kladívka

Modální (rázové) kladívko je pro vybudení kmitání struktury ten nejjednodušší a nejrychlejší způsob. Pro použití nejsou třeba žádné přípravné práce. Proto je velmi vhodný i na měření v provozních podmínkách. Kladívko a jeho části jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obr. 8. Rázové kladívko [1]

Obvykle se ke kladívku dodává sada hrotů různých tuhostí a sada hlav různých hmotností. Pomocí nichž můžeme ovlivnit frekvenční rozsah měření a velikost síly. Velikost síly vyvinuté na kladívku zjišťujeme pomocí snímače síly. Předpokládáme, že velikost budící síly je stejně velká, ale opačná, než síla, která působí na danou strukturu.

Sílu úderu kladívka nejvíce ovlivňuje hmotnost vyměnitelné hlavy kladívka a rychlost. Technik, který provádí modální zkoušku, může nejvíce ovlivnit rychlost, kterou udeří do měřené struktury. Velikost síly se dá ovlivnit výměnou hrotu kladívka.

Dle druhu materiálu hrotu kladívka ovlivňujeme rozsah frekvencí, které vybudíme. Poté, co hrot kladívka udeří do zkoušené součásti, vyvolá to silový impuls. Ten má tvar, o kterém se dá říci, že to je poloviční sinusovka. Impuls tohoto druhu je až do určité frekvence ( $f_c$ ) v podstatě plochý. Nad ni je už slabší. Z toho plyne, že je neefektivní buzení frekvencí nad frekvenční rozsah. Proto je třeba tento parametr nějakým způsobem ovlivňovat. Lze dokázat přímý vztah mezi první mezní frekvencí  $f_c$  a délkou trvání impulsu  $T_c$ . K tomu abychom mohli zvýšit frekvenční rozsah, musíme zkrátit délku pulsu. Délka pulsu je ovlivňována tuhostí hrotu kladívka a testované struktury. Také je délka pulsu ovlivněna hmotností hlavy kladívka. Pokud jsou materiály tužší, tím více bude kratší délka trvání pulsu. To zvýší frekvenční rozsah, který úderem vybudíme. Díky přidělené sadě hrotů ke kladívku regulujeme frekvenční rozsah. V zásadě se dá říci, že bychom měli

používat nejměkčí možný hrot. Tím bychom dodali frekvenční pásmo, které nás zajímá. Protože, dodaná energie tužším hrotem způsobí vibrace mimo frekvenční pásma, o která se zajímáme.

Jednou z nevýhod použití modálního kladívka je regulace pásma buzení, která je omezena. A také většinou nelze použít frekvenční lupu. Činitel výkmitu (crest faktor) je vysoký a v důsledku vysoké špičkové hodnoty působící síly je nebezpečí lokálního poškození struktury a vybuzení jejího nelineárního chování.

Další nevýhodou je, že při vyhodnocování musíme použít speciální váhovou funkci na vstupní i výstupní signál. Na vstupní signál se používá přechodové okno. To slouží k potlačení šumu během měření, kdy silový impuls nepůsobí. Na zlepšení analýzy výstupního signálu se často používá exponenciální vážení. To zmenšuje chybu únikem způsobenou ořezáním signálu. Abychom správně nastavily okno, musíme sledovat amplitudu váženého signálu. Velikost (délka) exponenciálního okna je závislá na úrovni šumu na konci záznamu nebo musí být signál zeslaben alespoň o 40 dB. Začátek obou oken (vstupního i výstupního) by měl být stejný, pokud není v systému dopravní zpoždění.

Když používáme exponenciální vážení, přidáme tím do systému elektronické tlumení. To nadsazuje měření. Přesné hodnoty získáme korekcí, která odstraní vliv exponenciálního okna.

Některé zápory měření rázovým kladívkem lze odstranit použitím tzv. náhodného rázového buzení. Jde o více úderů po sobě v průběhu záznamu. Zde se používá pro oba signály Hanningovo okno (slouží k omezení chyby únikem). Tím potlačíme na začátku i na konci doby měření signál k nule a omezíme chybu unikem. Díky tomu že použijeme na vstupní i výstupní signál stejné okno, jejich vliv se v FRF vyruší a proto poté není nutné provádět korekci vlivu okna při určování tlumení. V tomto případě je doba měření relativně dlouhá a při použití pouze jednoho úderu by běžně tlumená struktura kmitala mnohem kratší dobu, než by byla doba měření. Aplikací více úderů toto odstraníme, ale stále zůstává nebezpečí, že většina energie dodané struktuře bude vně frekvenčního pásma, které měříme, protože regulace frekvenčního pásma buzení je při použití rázového buzení vždy omezená (jen tuhostí hrotu kladívka a hmotností jeho hlavy). [1]

Náhodné rázové buzení vnáší do struktury mnohem více energie než jednotlivé údery. Díky tomu je činitel výkmitu nižší. To vše probíhá během jednoho časového záznamu. Přesto ale zůstávají zachovány výhody rázového buzení. To je hlavně snadná použitelnost

v provozních podmínkách. Tento způsob buzení je vhodné použít, provádíme-li měření v nízkém frekvenčním pásmu nebo s použitím frekvenční lupy.

### **3.1.7 Mechanismy buzení – pomocí budiče vibrací**

Nejběžnějším typem budiče je elektromagnetický vibrátor. V tomto budiči je vstupní signál převáděn na magnetické pole. V něm je umístěna cívka. Ta je připojena k pohonné části zařízení a k diagnostikované struktuře. Za těchto podmínek jsou frekvence i amplituda buzení řízeny nezávisle na sobě. Tím je daná větší pružnost ovládání. To je velmi užitečné, protože pokud procházíme přes rezonanci, můžeme měnit úroveň buzení. Nevýhodou je, že elektrický odpor se mění, v závislosti pohybu amplitudy pohyblivé cívky. Z toho plynou problémy s odvozením budící síly. Nejsme ji schopni odvodit z měřeného napětí přidávaného do budiče ani z proudu procházející budičem. Pokud bychom použili tato měření, neměřili bychom sílu působící na samotnou strukturu, ale měřili bychom sílu, které působí na celek tvořený strukturou i pohonem budiče. Rozdíly mezi oběma silami může vypadat zanedbatelný. Ale musíme si uvědomit, že pokud se blížíme k rezonanci je k vytvoření velké odezvy zapotřebí velmi malá síla. Stává se, že v blízkosti měřené síly na frekvencích, které se blíží vlastním frekvencím, dojde k úbytku síly. To způsobuje problémy s měřením. Frekvence blízké k rezonancím jsou velmi náchylné na znečištění šumem.

Proto provádíme měření síly co nejblíže povrch, stejně jako u rázového buzení.

Dá se říci, že čím větší budič použijeme, tím jsme schopni vyvinout větší sílu pro vybudění dané struktury. Účinné buzení může probíhat jen po určitou dobu. A to jen dokud jsou pohyblivé části budiče tuhou hmotou. Jak se frekvence vibrací dostane přes první vlastní frekvenci cívky a stolu pohonu budiče dojde k velkému zeslabení síly.

Ve zvláštních případech používáme elektrohydraulický budič. A to když zkoušíme struktury či materiály, jejichž vibrační prostředí je spojeno s větším statickým zatížením. Elektrohydraulický budič je schopen vytvářet současně dynamické vibrační a statické zatížení. Také je schopen dát relativně dlouhý úder. To znamená, že je schopen vybudit strukturu na velké amplitudy. Nevýhodou je, že mohou mít omezený pracovní frekvenční rozsah. Dále jsou složitější a dražší než elektromagnetický. Oproti elektromagnetickému je ale kompaktnější a lehčí.

Poslední typ budiče, který se používá, je mechanický budič. Jeho princip je založen na excentricky uložených rotujících hmotách (nevývažcích). Je schopen generovat

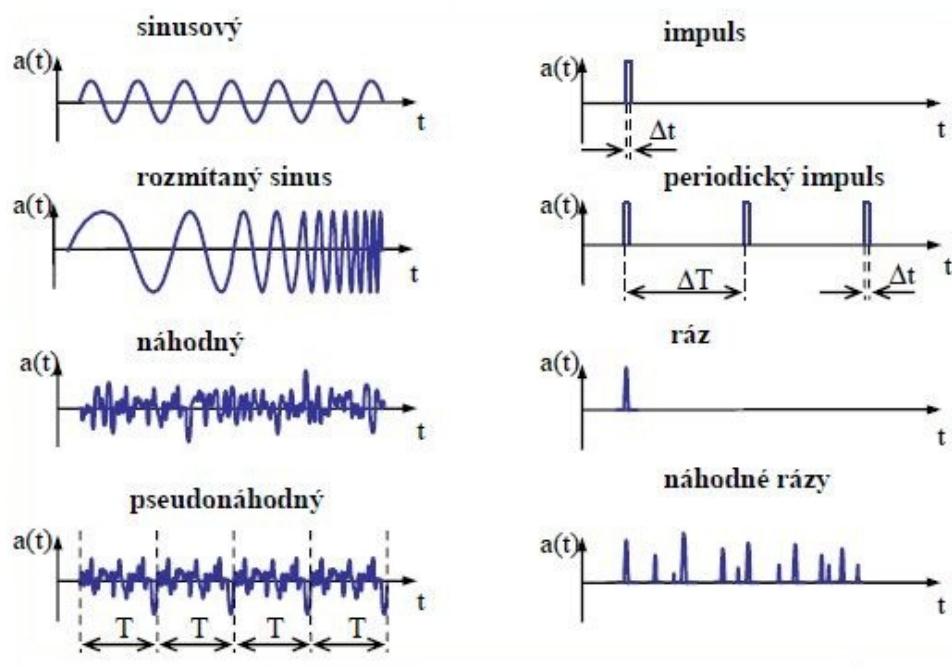
předepsanou sílu na různých frekvencích. Velikost působící síly se špatně upravuje. Lze ji upravit pouze úpravou nevyvanu. Tento typ buzení je málo účinný na nízkých frekvencích. Mechanický budič se používá pro měření velkých struktur například mostů nebo základových desek turbogenerátorů.

U elektromagnetických i elektrohydraulických budičů připojujeme poháněcí základnu ke struktuře. Většinou se to dělá za pomoci vestavěného snímače síly. Musíme si dát pozor, aby nevzniklo nechtěné buzení nebo modifikace struktury. Může se zdát, že je budič schopen působit na strukturu jen v jednom směru, ale ve skutečnosti u všech praktických struktur se jedná o obecně složitý a více směrný pohyb. A tím vzniká problém. Problém je v tom, že pokud na měřenou strukturu zatlačíme v jednom směru, struktura odpovídá na toto buzení v tomtéž směru, ale i v jiných. Navíc také může odpovídat i ve třech rotačních směrech. Toto vše je předpokládáno, ale pokud je budič připojen ke struktuře špatně, může vzniknout druhotná forma buzení.

Poté musíme zvážit uložení či připojení budiče ke zkoušené struktuře a to z hlediska reakčních sil od budiče. Obecně platí, že budič nebo měřená struktura musí být uložen volně. Při ukládání budiče si musíme dát pozor, aby nedocházelo k rezonanci uloženého budiče.

### **3.1.8 Typy budících signálů**

- harmonický (sinusový signál) – spektrum signálu obsahuje pouze jednu frekvenci sinusové vlny
- širokopásmové – spektrum obsahuje pásmo frekvencí
  - impulsní (přechodový) – jeden impuls, periodický impuls, náhodné rázové buzení
  - náhodné
  - pseudonáhodné
  - rozmítaný sinus



Obr. 9. Širokopásmové spektra frekvencí [1]

Impulsní buzení vybudíme za pomoci rasového kladívka nebo za pomoci připojení budiče vibrací. Zde by šlo o impulsní buzení nebo periodické impulsní. Všechny typy signálů jsou obvykle dostupné v generátoru signálu, které jsou součástí analyzátoru.

### 3.1.9 Snímače k měření budící síly a odezvy

Snímače se rozdělují podle typu měřené veličiny:

#### 1. Snímače výchylky (bezdotykové sondy)

Výstup ze snímače je přímo úměrný relativní výchylce vibrací mezi rotujícími a nerotujícími částmi stroje.

Snímač výchylky je bezdotykové zařízení, které může přímo ověřit vibrační výchylku rotujícího hřídele vůči pevnému ložisku nebo skříni stroje. Tento snímač dává střídavou složku pro vibrační pohyb a stejnosměrnou pro polohu.

Pokud použijeme bezdotykovou sondu v kombinaci se seizmickým snímačem na skříni, jehož signál je integrován tak, aby dával výchylku. Tím lze získat absolutní výchylku hřídele. Tu získáme vektorovým součtem dvou signálů výchylky. Když je fázový posun výstupního signálu seizmického snímače jiný než u snímače výchylky, musíme použít zařízení na úpravu signálu.

Většina používaných snímačů výchylky pracuje na principu vířivých proudů. Cívka, kterou prochází vysokofrekvenční střídavý proud, generuje vysokofrekvenční magnetické

pole. Pokud do tohoto pole vložíme elektricky vodivé materiály, jsou v materiálu generovány vířivé proudy. Ty berou energii z vysokofrekvenčního magnetického pole.

## 2. Snímače rychlosti (velometry)

Výstup z tohoto snímače lze zpracovat na výchylku vibrací. Jedná se o seizmické zařízení, které generuje napěťový signál, který je úměrný vibrační rychlosti tělesa. Montují se na stacionární (nerotující) konstrukce. Obvykle má snímač rychlosti v sobě cívku, která vlivem vibrací kmitá v poli ornamentního magnetu.

## 3. Snímače zrychlení (akcelerometry)

Jedná se o universální snímač. Výstup tohoto snímače lze zpracovat na libovolnou veličinu (zrychlení, rychlost, výchylku vibrací). Akcelerometr je seizmické zařízení. Generuje výstupní signál úměrný vibračnímu zrychlení měřené struktury. Montují se na stacionární konstrukce. Vyrábějí se ve velkém rozsahu rezonančních frekvencích, v mnoha případech od 1 kHz výše. Doporučuje se, aby rozsah použitého akcelerometru pokrýval sledované frekvence.

Akcelerometry se vyrábějí v mnoha velikostech. Jsou charakterizovány velkým dynamickým rozsahem a širokým frekvenčním rozsahem. Většinou se používají pro měření malých struktur s malou montážní plochou. Obyčejný akcelerometr obsahuje jeden nebo více piezoelektrických krystalů. Rozeznáváme dva druhy piezoelektrických akcelerometrů:

- a) tlakový
- b) smykový

Frekvenční a dynamický rozsah se podle typu snímače liší. Dynamický rozsah je rozsah amplitudy měřené veličiny. Snímač volíme dle konkrétní aplikace a frekvenčním rozsahu. Bezkontaktní snímače výchylky jsou omezeny přibližně 2000 Hz a již v rozmezí od 1000 Hz do 2000 Hz jsou měření podezřelá. Snímače rychlosti jsou limitované svojí konstrukcí na frekvence 10 – 1500 Hz. Akcelerometry mají nejširší frekvenční rozsah. A to pro frekvence od 1 Hz asi až do 30 kHz.

Nesmíme zapomenout na to, že každý snímač má vlastní rezonanční frekvenci. Ta je závislá na velikosti snímače a na upevnění snímače. Účinné frekvenční pásmo je asi do 1/3 hodnoty této frekvence.

Při volbě snímače, určeného k měření odezvy, musíme zvážit jeho vliv na měřenou strukturu. Snímač může změnit hmotnost, tuhost nebo tlumení měřené struktury. Největší vliv má na hmotnost. To má tendenci snižovat vlastní frekvenci struktury. Zatížení dynamickou hmotností, to způsobuje zatížený snímač, velmi mnoho závisí na dynamických vlastnostech měřené struktury. To se projevuje hlavně v bezprostředním okolí místa, kde je upevněn snímač. Dynamická hmotnost a s ní související posuv kmitočtů jsou závislé na kvadrátu místní výchylky příslušného druhu kmitání.

V praxi pokud možno používáme snímače s malou hmotností. Při měření malých struktur je malá hmotnost snímače nutná. Zatížení způsobené snímačem musíme brát v úvahu i při zkoumání poměrně těžkých struktur. Protože i lehké akcelerometry, které mohou mít váhu kolem 20 g, mohou zavinit podstatné změny rezonančních částí a částí těchto objektů.

Způsoby upevnění snímačů (seřazeny podle toho jak snižují vlastní frekvenci snímače):

- šroub
- speciální lepidlo
- oboustranná lepicí páska
- včelí vosk
- magnet

V modální analýze se často používá k připevnění akcelerometru včelí vosk. Je to rychlé a nenáročné připevnění, které nesnižuje frekvenční rozsah. Uchycení magnetem není vhodné. Používá se hlavně pro provozní měření, ale maximálně do 2000 Hz.

Snímač síly může být přímo součástí rázového kladívka nebo ho připevňujeme na měřenou strukturu. Na měřenou strukturu ho připevňujeme nejčastěji za pomoci šroubu. Pokud to nejde umístit závit pro šroub, či se nám nechce vrtat do struktury, použijeme speciální váleček. Tento váleček má z jedné strany hladkou plochu, kterou za pomoci speciálního lepidla přilepíme k měřené struktuře. Druhá strana válečku má díru na závit, do kterého zašroubujeme snímač.

### **3.1.10 Analyzátor**

Používají se dva typy analyzátorů:

1. Analyzátor typu FRA

Tento analyzátor neprovádí Fourierovu transformaci časového signálu. Řídící signál tohoto analyzátoru je sinusový. Měřený vstupní výstupní signál prochází filtrací. Tou se odstraňují složky, které mají nižší frekvenci než řídící signál. Pokud zlepšíme vyřazování nesynchronních složek tak zlepšíme filtrování v delším časovém úseku. To se udává za pomoci počtu cyklů řídícího signálu, během kterého se provádí samotné výpočty. Takto dosáhneme požadované přesnosti pro měření složky signálu ze snímačů na požadované frekvenci. FRF získáme, pro požadovanou frekvenci, jako přímý podíl amplitud vstupního a výstupního signálu. Tímto způsobem měříme po částech cele požadované frekvenční pásmo. Jedná se o velmi přesné, ale časově náročné měření. Obvykle se tento typ analyzátoru pro modální analýzu nepoužívá.

## 2. Analyzátor typu FFT

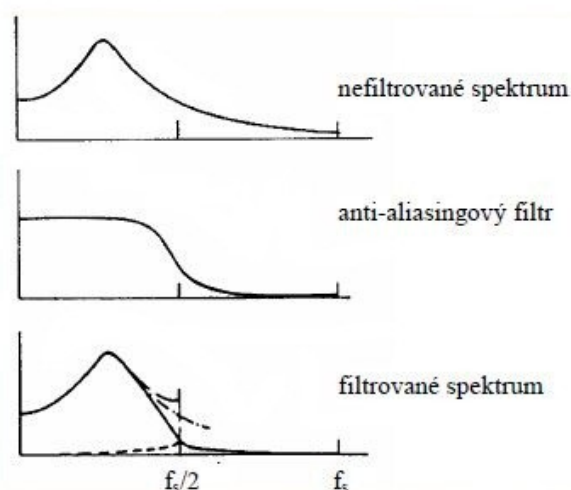
Tento analyzátor provádí rychle Fourierovu transformaci daného signálu. Základní princip analyzátoru je [1]:

- Měří současně všechny frekvenční složky přítomné ve složitém časově proměnném signálu.
- Výstupem je spektrum obsahující konečné množství složek, popisujících relativní amplitudy celého rozsahu frekvencí přítomných v signálu.
- Vypočítává další funkce, přičemž všechny výpočty jsou založeny na diskretní Fourierově transformaci.
- Před vstupem signálu do A/D převodníku musí být vždy zařazen anti-aliasingový filtr.

### 3.1.11 Anti-aliasingového filtr

Filtr upravuje původní časový signál nízkopásmovému filtru s ostrou sestupnou hranou. Do analyzátoru vstoupí již pozměněný časový průběh. Díky tomu že použité filtry nejsou úplně dokonalé a mají sklon sestupné hrany, musíme odstranit spektrální měření ve frekvenčním rozsahu blízkém Nyquistově frekvenci. Princip analyzátoru je znázorněn na obrázku.





Obr. 10. Princip anti-aliasingového filtru [1]

### 3.1.12 Měření

Poté co si připravíme strukturu k měření a geometrický model začneme s vlastním měřením. Pokud k buzení použijeme budič vibrací je budič a snímač síly umístěn v referenčním bodě. Snímač odezvy se postupně stěhuje do všech bodů, které jsme již před měřením určili a vyznačili na struktuře. Jestli máme dobrý analyzátor, jsme schopni sejmut odezvu ve všech stupních volnosti současně. Takto získám jeden sloupec matice FRF.

Jestli budící sílu budíme kladívkem, tak bývá obvykle snímač zrychlení umístěn v referenčním bodě. Kladívkem postupně budíme strukturu v předem určených bodech. Tímto získáme jeden řádek matice FRF. V případě, že je strukturu příliš složité a měřicí body jsou pro kladívko nedostupné, umístíme do těchto nedostupných bodů akcelerometr. Pokud používáme trojosý snímač, ten nelze umístit do referenčního bodu, protože v referenčním bodě může být pouze snímač s jedním stupněm volnosti. Proto budeme strukturu budit v referenčním bodě a snímač budeme umisťovat do jednotlivých měřicích bodů.

### 3.1.13 Měření v referenčním bodě

Pokud provádíme měření za pomoci modálního kladívka, je v referenčním bodě umístěn snímač zrychlení. Kladívkem postupně budíme strukturu ve všech bodech. Tímto bychom měli získat jeden řádek matice FRF. V případě že měřená součást je tvarově hodně složitá a některé body, které chceme měřit, jsou špatně dostupné, tak do těchto bodů je jednodušší umístit snímač zrychlení. Pokud toto nastane, je struktura při buzení kladívkem

buzena v referenčním bodě a snímač odezvy se může stěhovat. To platí i v případě, že používáme trojosý snímač. Ten nemůže být umístěn v referenčním bodě, protože referenční bod má mít pouze jeden stupeň volnosti. Zde bychom budili stále v jednom bodě a stěhovali bychom snímač.

Ještě před samotným měřením je dobré provést některé kontroly. Tím se ujistíme, že naměřená data budou správná. U měření, kdy je budicí síla buzená kladívkem je vhodné udělat kontrolu reciprocity. Tato kontrola je založena na tom, že pokud změříme FRF při buzení v místě 1 a odezvu v místě 2 a poté prohodíme pozice (v místě 1 budeme měřit odezvu a v místě 2 budeme budit), měli bychom naměřit stejnou FRF. Nejdůležitější kontrolou je kontrola správnosti měření v referenčním bodě.

Správná měření v referenčním bodě by mělo vypadat [1]:

- V grafu amplitudy FRF zobrazení v dB je mezi každou rezonancí antirezonance.
- V grafu fáze FRF se rozsah fáze mění pouze v rozmezí  $180^\circ$ .
- V grafu imaginární složky instance a receptance a v grafu reálné složky pohyblivosti mají všechny špičky stejné znaménka.

Pro všechny měření by pak mělo platit, že koherence se blíží co nejvíce hodnotě 1. Většinou se to, ale nepodaří dosáhnout v celém měřeném rozsahu. I při velmi kvalitních měřeních se stává, že antirezonanční koherence je výrazně menší než 1. Důsledkem tohoto je úroveň signálu odezvy srovnatelná s úrovní šumu. Při nekvalitních měřeních bývá koherence v okolí rezonance rovná téměř 1.

### 3.1.14 Určení modálních parametrů

Jedná se o zpracování naměřených dat. Této části modální zkoušky se říká experimentální modální analýza. Jedná se o fázi experimentálního přístupu. Ta odpovídá fázi nazývané se modální analýza. V obou případech se jedná o odvození modálních vlastností. Ale oba procesy jsou trochu odlišné.

- V experimentu řešíme aproximaci křivek.
- V teoretické analýze řešíme problém vlastních čísel.

Data upravujeme za pomoci různých programových balíčků, které jsou určeny pro experimentální modální analýzu. V této době se již nepočítá s tím, že by diagnostik prováděl tuto fázi modální analýzy bez softwarové podpory. Počítačové programy pro

zpracování dat mají v sobě mnoho metod určených pro úpravu a zpracování naměřených dat. Je na samotném uživateli, aby sám vybral tu nejvhodnější metodu. Podle složitosti pracují jednotlivé metody s částmi FRF grafu. Ten obsahuje 1 rezonanci nebo část FRF grafu, který obsahuje více rezonancí. Další možnost je že software zpracovává všechny FRF globálně. Ve všech případech musíme najít takové koeficienty, teoretických výrazů pro odezвовou funkci, které budou v souladu s naměřenými daty. To se nejlépe řeší s použitím výrazů pro FRF ve formě řady. Obrovskou výhodou je, že koeficienty v přímém vztahu k modálním vlastnostem testovaného systému.

### **3.1.15 Modální model**

Výsledkem aproximace by měl být konzistentní modální model. Pokud použijeme globální metody aproximace, je konzistentní modální model přímo jejich výstupem. Když použijeme nějaké jednodušší SDOF metody, poté musíme použít ještě některý z dodatečných postupů. Jako je například průměrování vlastních frekvencí a modální tlumení. To se získává z jednotlivých naměřených FRF charakteristik. Toto vše je, ale zabudováno v softwarových prostředcích, které používáme. To znamená, že se již o nic z toho nemusíme starat.

## 4 Modální analýza zkušebního podstavce

### 4.1 Konstrukce a popis zkušebního podstavce

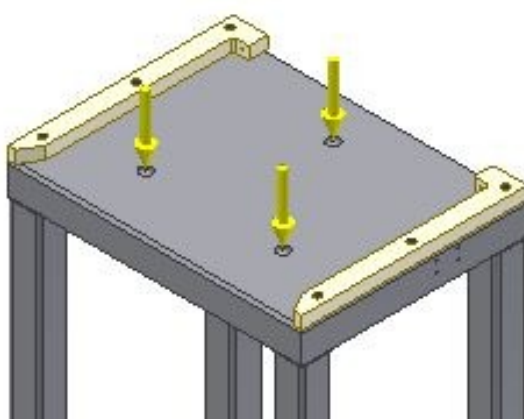
Testovací panel je zkonstruován z konstrukční oceli. Nohy panelu jsou vyrobeny z normovaných trubek čtvercového profilu. Všechny části samotného testovacího panelu jsou k sobě přivařeny. K horní desce jsou přišroubovány dvě vodící lišty, které ustavují desku. Aby deska držela, při testu jsou k boku panelu přišroubovány mechanické upínky. Deska, kterou ustavují lišty, je vyrobena z nylonu. Na této desce je postupně vývěva montována a putuje od jedné technologické operace k druhé za pomoci kuličkové dráhy, po které je deska posunována.

Testovací panel jsem vymodeloval podle dodaných výkresů a k modelování jsem použil program Autodesk Inventor 2010.

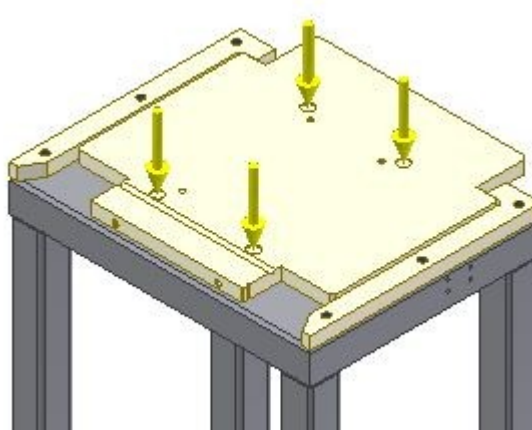
### 4.2 Parametry pro výpočet modální analýzy

Na testovací podstavec působí síla o velikosti 25kg. Tato síla je vyvolaná vývěvou (váhou vývěvy), která je na zkušebním podstavci. Síla je rovnoměrně rozložena. Působí v bodech, jak je znázorněno na obrázku. Nohy zkušebního podstavce jsou uchyceny pevnou vazbou. To simuluje uchycení panelu k podlaze.

Zkušební podstavec



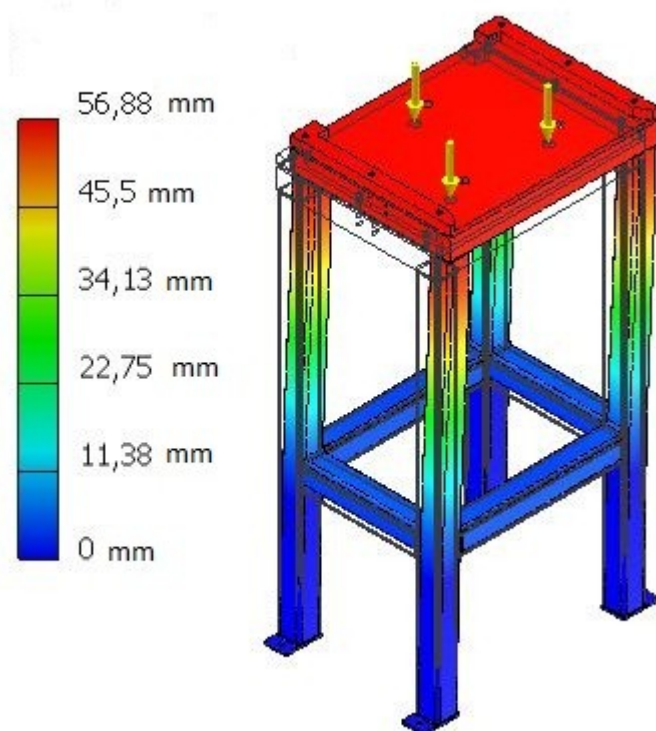
Zkušební podstavec s nylonovou deskou



*Obr. 11. Zkušební podstavec s vyznačenými silami*

### 4.3 Výsledky modální analýzy

#### 1. Výsledky modální analýzy pro zkušební podstavec



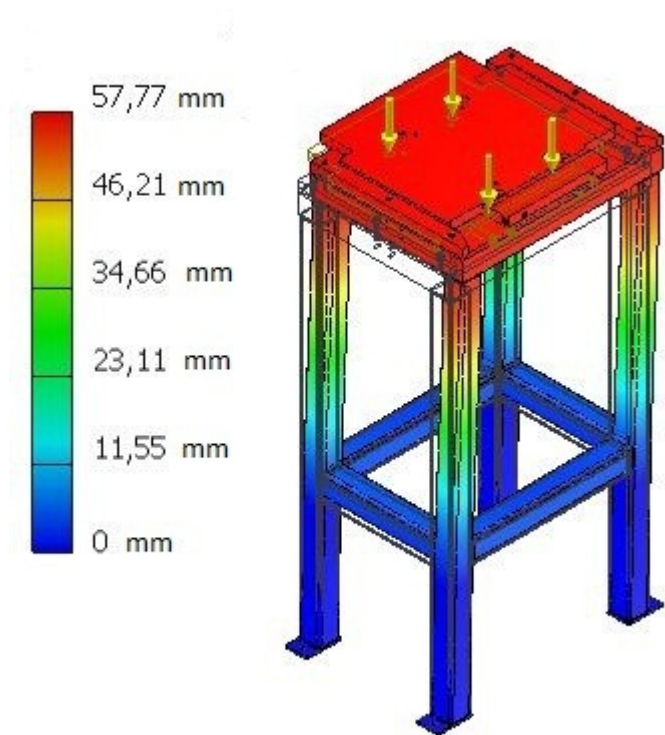
Obr. 12. První modální frekvence zkušební podstavce

Z obrázku je jasné patrné, že rezonance na první modální frekvenci způsobí posunutí ve dvou osách. Největší posunutí je 56,88 mm.

Tab. 1. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	43,56	43,82	79,19	353,00	354,22

## 2. Výsledky modální analýzy pro zkušební podstavec s deskou



Obr. 13. První modální frekvence zkušební podstavce s deskou

Z obrázku vyplívá, že rezonance na první modální frekvenci způsobuje posunutí ve dvou osách. Největší posunutí je 57,77 mm.

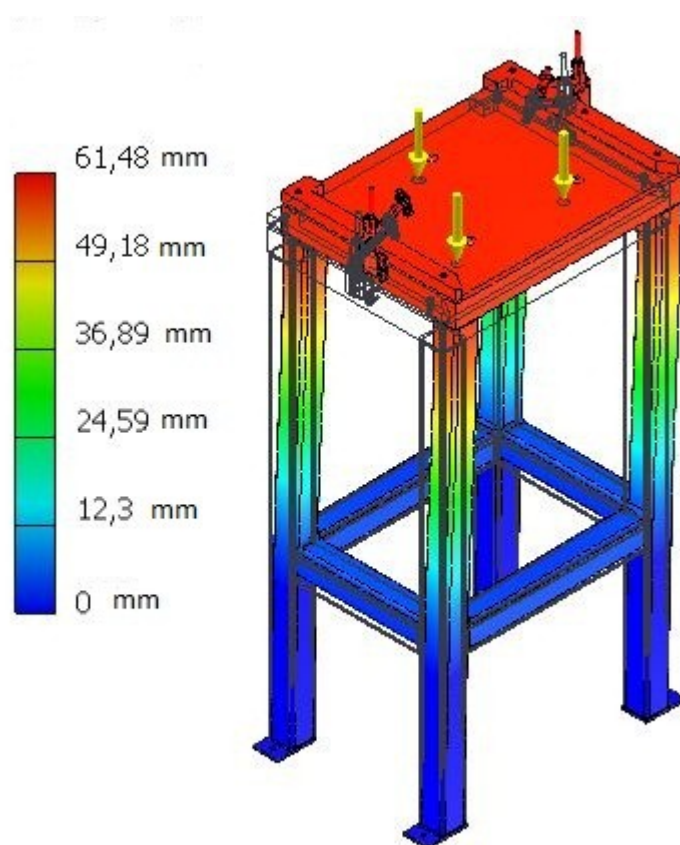
Tab. 2. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	42,59	42,81	77,84	245,64	330,88

Z výpočtů je jasně patrné, že nylonová deska snižuje první modální frekvenci o 0,97 Hz a druhou o 1,01 Hz.

Abych zjistil vliv mechanické upínky na modální frekvenci, provedl jsem i výpočet zkušební podstavce s mechanickými upínkami. Výsledky jsou v následujících dvou bodech.

### 3. Výsledky modální analýzy pro zkušební podstavec s mechanickými upínkami



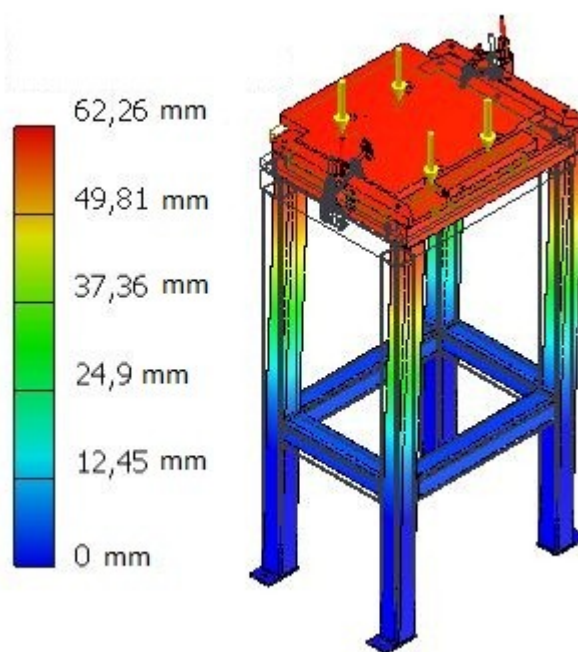
*Obr. 14. První modální frekvence zkušebního podstavce s mechanickými upínkami*

Z obrázku je zřejmé, že rezonance na první modální frekvenci způsobuje posunutí ve dvou osách. Největší posunutí je 61,48 mm.

*Tab. 3. Výsledky modálních frekvencí*

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	43,49	43,70	79,56	218,50	219,45

4. Výsledky modální analýzy pro zkušební podstavce s mechanickými upínkami a deskou



Obr. 15. První modální frekvence zkušební podstavce s deskou a mechanickými upínkami

Z obrázku je zřejmé, že rezonance na první modální frekvenci způsobuje posunutí ve dvou osách. Největší posunutí je 62,26 mm.

Tab. 4. Výsledky modálních frekvencí

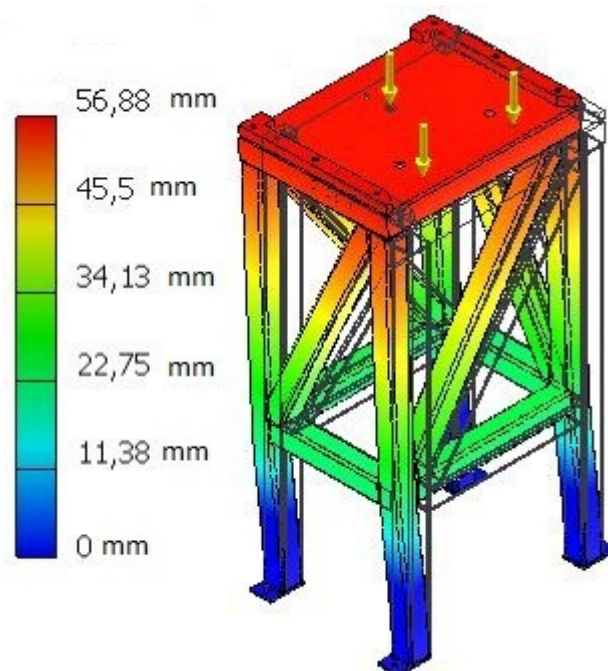
	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	42,54	42,76	78,26	217,43	218,92

Z výsledků vyplývá, že mechanické upínky snižují první modální frekvenci u testovacího panelu o 0,07 Hz a v druhém případě, když je přítomna i nylonová deska to je o 0,05 Hz.

#### 4.4 Návrh konstrukční úpravy zkušební podstavce

Provedl jsem návrhy konstrukčních úprav zkušební podstavce. Cílem úprav bylo zvýšit první modální frekvenci, co nejvýše. Úpravy jsem provedl přidáním vzpěr. Jednotlivé konstrukční návrhy jsou na obrázcích, které jsou v příloze B. Výsledný, a nejlepší návrh úpravy je na následujícím obrázku.





*Obr. 16. První modální frekvence upraveného zkušebního podstavce*

Celkem byly přidány 4 nové vzpěry. První typ přidané vzpěry má rozměry 50x50x3 – 577 mm. Druhý typ vzpěry má rozměry 50x50x3 – 634 mm. Obě vzpěry jsou vyrobeny z normované tyče. Přesné rozměry jsou na výkresech, které jsou v příloze C.

*Tab. 5. Výsledky modálních frekvencí upraveného zkušebního podstavce*

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	72,82	80,24	128,46	374,57	385,48

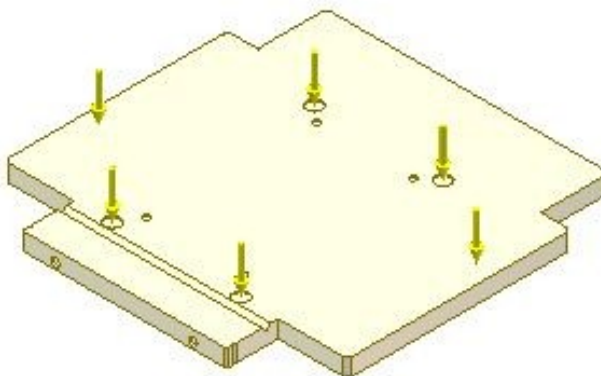
Výsledky ukazují, že se úpravami podařilo zvýšit první modální frekvenci o 29,26 Hz. Zvýšili jsme ji na 72,82 Hz. V případě, že by vznikla rezonance na první modální frekvenci testovací panel by se posunoval především v 1 ose, jak lze vidět na obrázku.

## 5 Modální analýza testovací desky

### 5.1 Konstrukce a popis testovací desky

Deska, na které je postupně vývěva skládaná je vyrobena z nylonu. Deska ve výrobním procesu putuje po kuličkové dráze od jedné technologické operace k druhé. Parametry pro výpočet modální analýzy

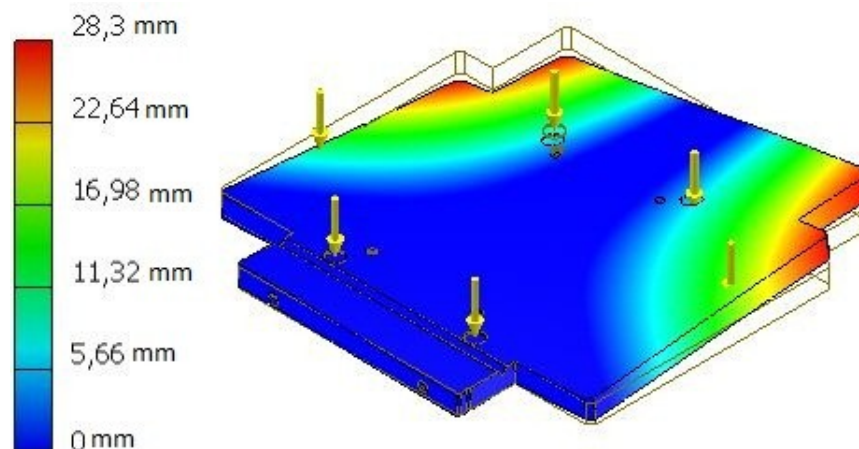
Na desku působí síla vyvolaná samotnou vývěvou. Ta má velikost 25 kg. Tuto sílu vyvolává vývěva, která stojí na této desce. Na bok desky působí síla o velikosti 5 kg, jedná se o sílu, kterou způsobují mechanické upínky. Působení sil je znázorněno na následujícím obrázku. Deska je uchycena 3 pevnými vazbami. Ty simulují dotekové body s kuličkami, které jsou na ocelové desce testovacího panelu.



*Obr. 17. Působení sil na nylonovou desku*

## 5.2 Výsledky modální analýzy

Jako první jsem provedl výpočet na nylonové desce.



Obr. 18. První modální frekvence nylonová deska

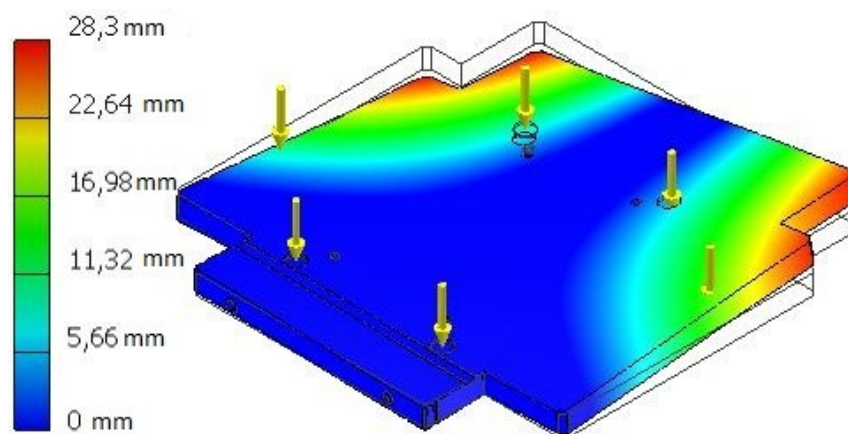
Rezonance na první modální frekvenci způsobuje deformaci desky v jedné ose. Deska vypadá jako by se kroutila.

Tab. 6. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	88,52	119,65	166,11	191,04	232,08

Z výsledků plyne, že velikost první modální frekvence je 84,02 Hz. Abych zabránil deformaci na první modální frekvenci, zvýším tuto frekvenci nad 100 Hz. Tuto a vyšší frekvence bychom neměli být schopni vybudit. To znamená, že by nemohlo dojít k poškození desky vlivem rezonance.

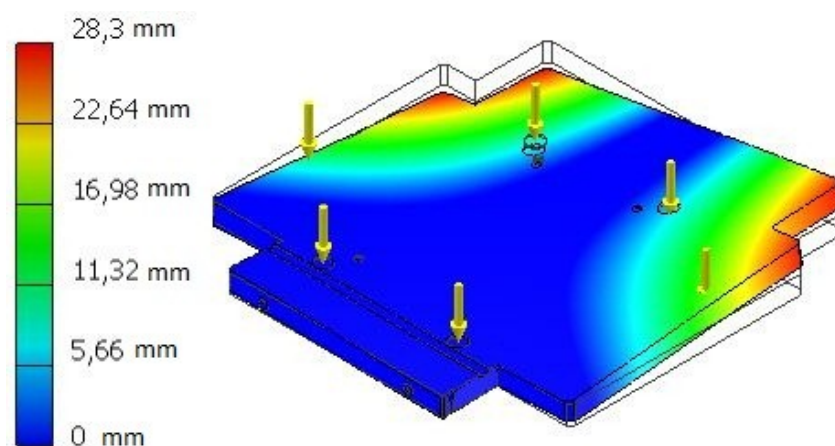
Propočítal jsem další alternativní materiály, které by mohli nahradit nylonovou desku. Jako možnou náhradu jsem vybral materiál plast ABS (tento materiál je definován v inventuru a má hustotu  $\rho = 1060 \text{ kg/m}^3$ ) a druhou možnou náhradou by mohl být hliník. Výsledky modální pro jednotlivé materiály jsou níže.



Obr. 19. První modální frekvence plastové desky

Tab. 7. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	91,67	126,09	180,77	196,07	254,03



Obr. 20. První modální frekvence hliníkové desky

Tab. 8. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	281,15	374,87	542,37	602,60	758,03

Z výsledku je jasné, že z testovaných materiálů vyhovuje hliník. Jeho první modální frekvence je 265,15 Hz. To více než dvojnásobně převyšuje původní požadavek. Nevýhodou hliníkové desky je její hmotnost. Hliníková deska váží 7,8 kg. To je o 4,5 kg více než váha původní desky. Ta váží 3,3 kg. To ztěžuje manipulaci.

## 6 Modální zkouška zkušebního podstavce

### 6.1 Použité přístroje

Akcelerometr

Číslo modelu	352C22		
Seriové číslo	131362		
Výrobce	PCB		
Nejistota měření pro daný frekvenční rozsah			
5 – 9 Hz	+/- 2%	100 – 1999 Hz	+/- 1%
10 – 99 Hz	+/- 1,5%	2 – 10 kHz	+/- 2,5 %

Kalibrační certifikát pro akcelerometr je přiložen v příloze D.

Impulsní silové kladivo

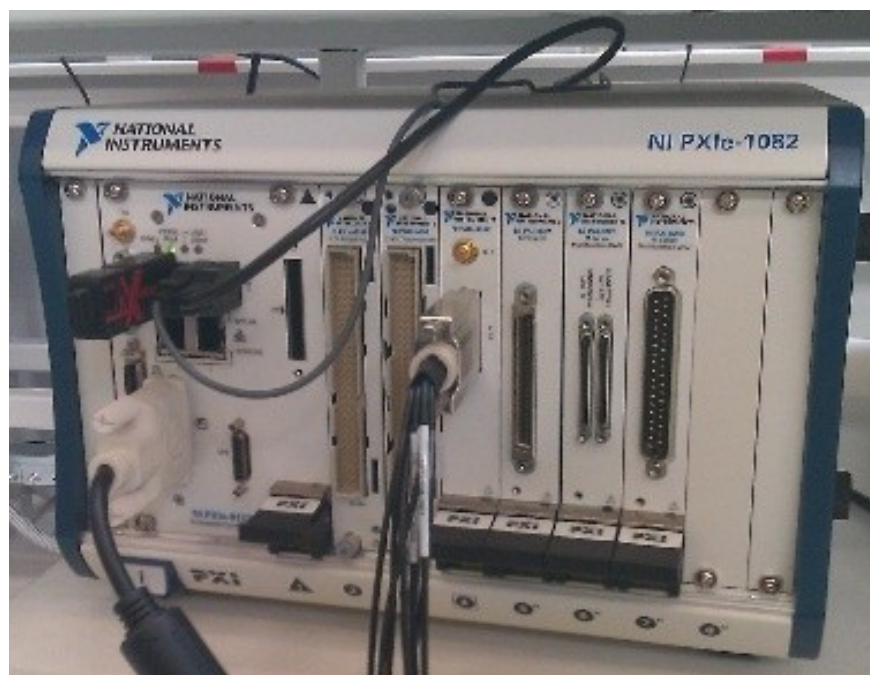
Číslo modelu	086C03
Seriové číslo	LW30666
Výrobce	PCB
Nejistota měření	+/- 3,8 %



*Obr. 21 Impulsní silové kladivo*

Kalibrační certifikát pro impulsní silové kladivo je přiložen v příloze E.

Naměřená data byla v přístroji s označením NI PXIe – 1082. Vyhodnocovací počítač je vyroben firmou National Instruments. Je připojen ke stolnímu počítači. Kde za pomoci softwaru vidíme výsledky.



*Obr. 22. Přístroj NI PXIe – 1082*

Základní parametry přístroje NI PXIe – 1082 [7]:

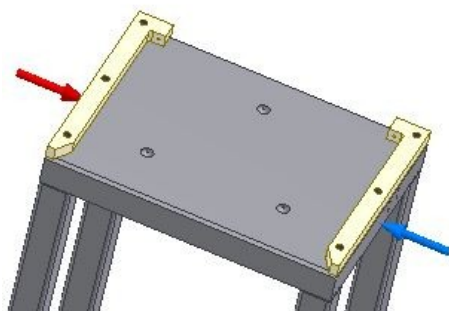
- 4 sloty, 3 hybridní PXI Express sloty, 1 PXI Express slot systém časování
- 420 W celkový výkon je dostupný od 0 do 55 ° C
- Vysoký výkon - až 1 Gb / s na slot ve vyhrazené šířce pásma a 7 GB / s je propustnost systému
- Kompatibilita s PXI, PXI Express, CompactPCI a CompactPCI Express moduly

## **6.2 Měřící body**

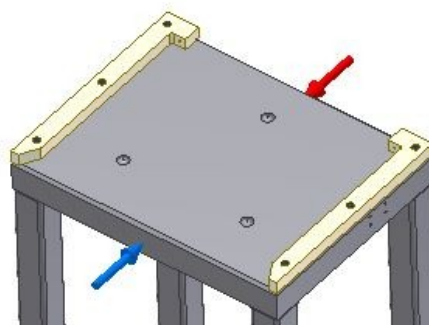
Měřící body jsem volil podle výsledků experimentální modální analýzy v programu Inventor 2010. Celkem byly 4 měřící body a tři referenční body, ve kterých byl umístěn snímač. Vše je znázorněno na následujících obrázcích. Místo kde byl umístěn snímač je označeno červenou šipkou. Místo kde jsme budili vibrace je označené modrou šipkou.



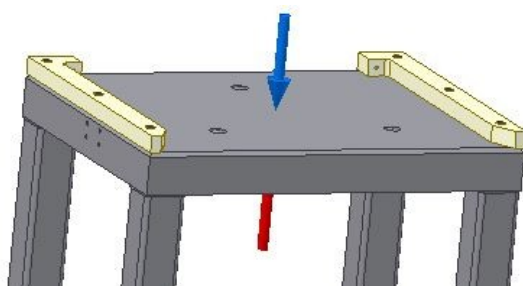
Měření v ose X



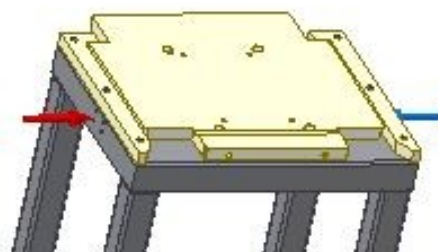
Měření v ose Y



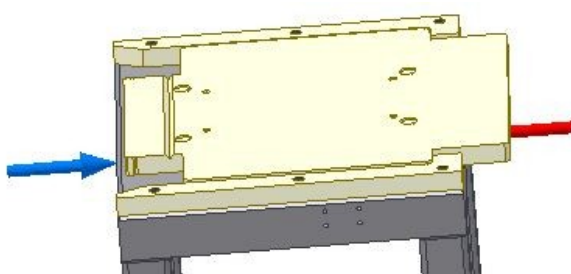
Měření v ose Z



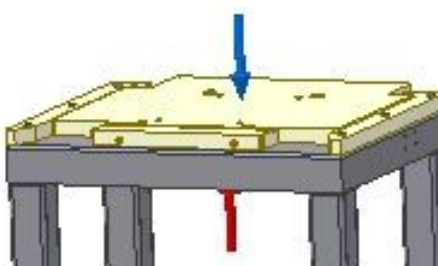
Měření v ose X – s deskou



Měření v ose Y – s deskou



Měření v ose Z – s deskou



*Obr. 23. Měřící body*

### 6.3 Popis měření

Měření probíhalo pod odborným dozorem firemního a školního diagnostika.

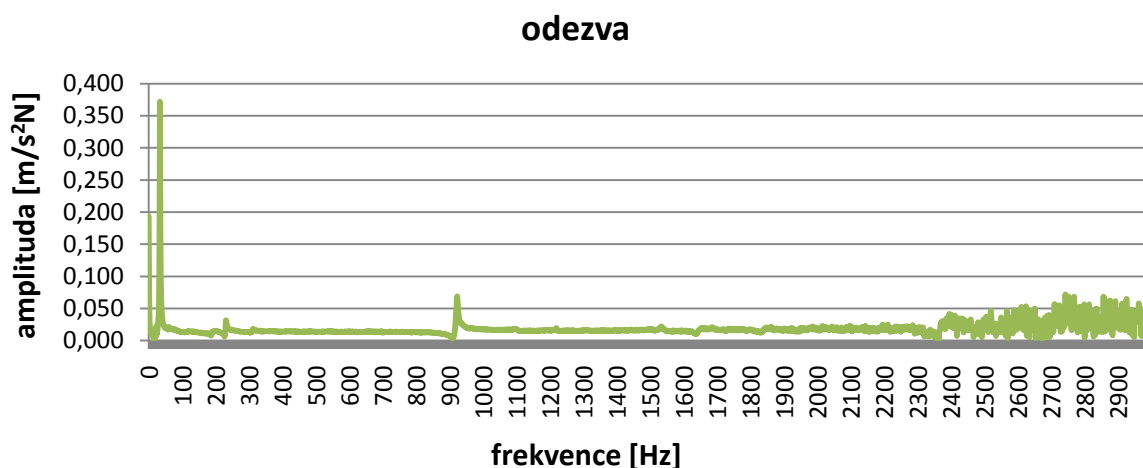
Prvním krokem bylo připevnění snímače do předem vyznačeného bodu (jednotlivé měřící body jsou na obr. 23.) a v dalším bodě jsme budili sílu. Sílu jsme budili modálním kladívkem. Hrot kladívka byl z nylonu. Vyzkoušeli jsme i kovový a gumový hrot, ale nejlepší výsledky byly dosaženy nylonovým hrotem. Na kladívko jsme také přidali přídavné závaží. Po několika zkušebních měřeních jsme přešli již ke sběru hodnot. Měřící

interval byl 3 údery kladívkem na jedno měření. Naměřené hodnoty jsme importovali do programu Excel. Ve kterém jsem poté hodnoty zpracoval.

#### 6.4 Naměřené výsledky

Některé výsledky jsou ovlivněny chybou, které vznikla během měření. V tabulkách jsou tyto výsledky zvýrazněny žlutou barvou. Tato chyba vznikla v důsledku toho, že měřená struktura byla příliš tuhá. Po prvním úderu se rozvibrovala, a díky velké tuhosti se nestihla uklidnit, než přišel další úder kladívkem. Proto jsou výsledky na některých frekvencích zkresleny. Chyba je znázorněna v grafu opakovatelnosti. Pokud je měření v pořádku je amplituda v grafu opakovatelnosti mezi 0,9 až 1. Ve srovnávacích grafech jsou oblasti, které jsou ovlivněny chybou v černém obdélníku. Červená barva obdélníků znázorňuje oblast rezonančních frekvencí.

##### 1. Měření v ose X



Obr. 24. Graf výsledků v ose X

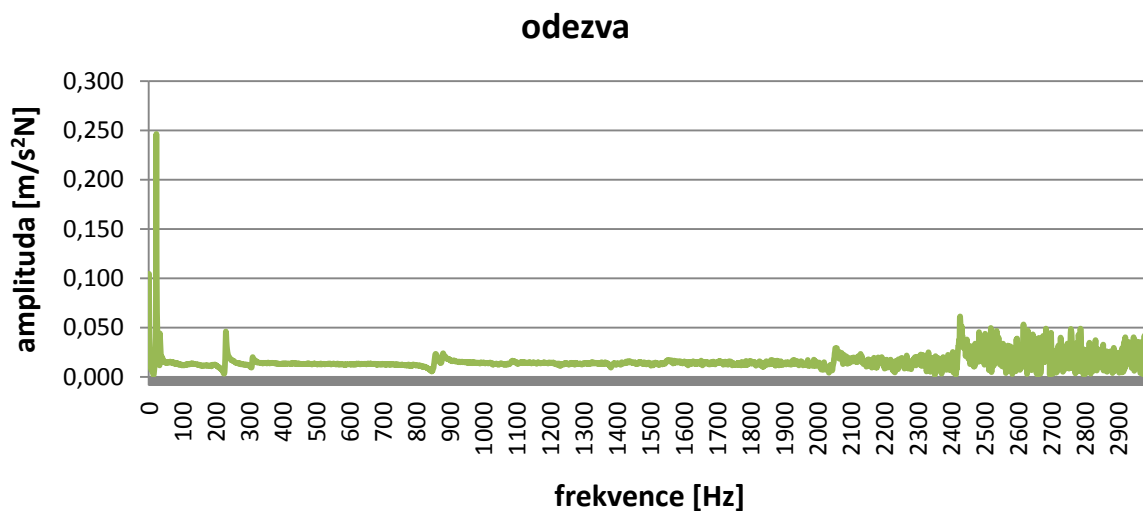
První naměřená rezonanční frekvence je mírně ovlivněna chybou, ale jen velmi málo. Je jasné, že na této frekvenci rezonance bude. Druhá rezonanční frekvence není ovlivněna chybou.

Tab. 9. Výsledné frekvence – pro měření v ose X

	1	2
Amplituda [ $\text{m/s}^2\text{N}$ ]	0,372	0,069
Frekvence [Hz]	34	923



## 2. Měření v ose Y



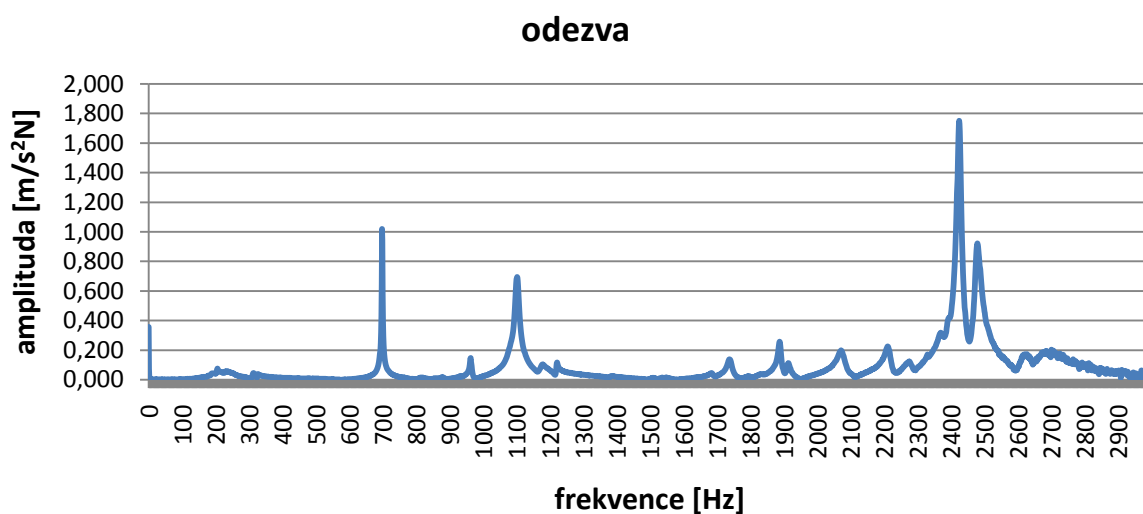
Obr. 25. Graf výsledků v ose Y

První rezonanční frekvence není ovlivněna chybou, ale druhá je silně ovlivněna. Nelze tedy potvrdit, jestli zde je rezonance, či ne.

Tab. 10. Výsledné frekvence – pro měření v ose Y

	1	2
Amplituda [ $\text{m/s}^2\text{N}$ ]	0,246	0,061
Frekvence [Hz]	23	2428

## 3. Měření v ose Z



Obr. 26. Graf výsledků v ose Z

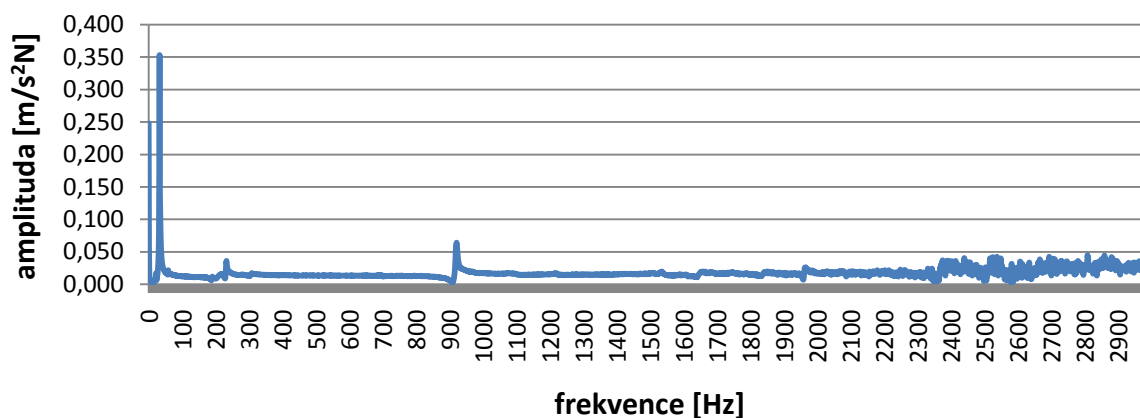
Výsledky nejsou ovlivněny chybou, která je vysvětlena výše. Největší rezonance je na frekvenci 2426 Hz. Je to největší naměřená rezonance ze všech měření.

Tab. 11. Výsledné frekvence – pro měření v ose X

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Amplituda [m/s <sup>2</sup> N]	1,02	0,147	0,694	0,258	0,198	0,226	0,319	1,731	0,923
Frekvence [Hz]	698	964	1102	1888	2072	2212	2370	2426	2480

#### 4. Měření v ose X – s deskou

##### odezva



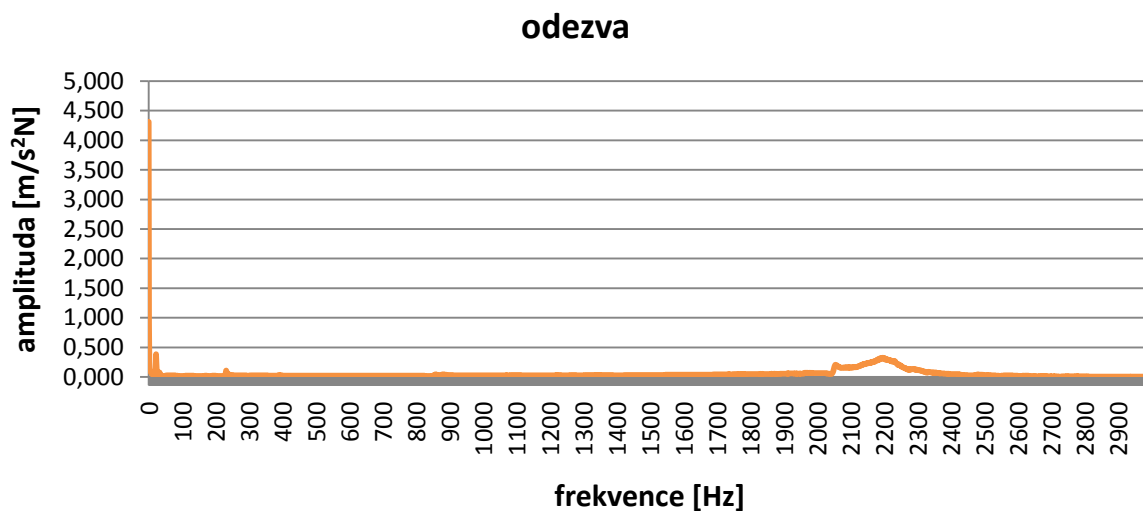
Obr. 27. Graf výsledků v ose X s deskou

Oba výsledky jsou mírně ovlivněny danou chybou. Zde ale je ovlivnění chybou tak malé, že nejsou výsledky dány do žlutého rámečku.

Tab. 12. Výsledné frekvence – pro měření v ose X

	1	2
Amplituda [m/s <sup>2</sup> N]	0,353	0,064
Frekvence [Hz]	33	921

## 5. Měření v ose Y – s deskou



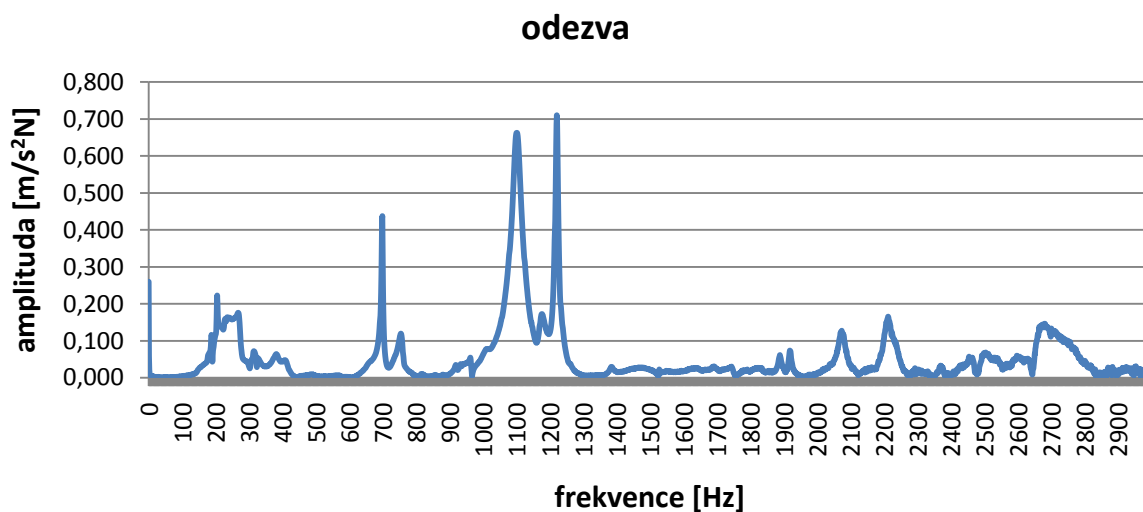
Obr. 28. Graf výsledků v ose Y s deskou

První výsledek je mírně ovlivněn chybou, ale druhá rezonanční frekvence je velmi silně ovlivněna chybou.

Tab. 13. Výsledné frekvence – pro měření v ose X

	1	2
Amplituda [ $\text{m/s}^2\text{N}$ ]	0,383	0,327
Frekvence [Hz]	22	2197

## 6. Měření v ose Y – s deskou



Obr. 29. Graf výsledků v ose Z s deskou

Z tohoto měření jsem získal nejvíce výsledků ze všech měření. Rezonanční frekvence o velikosti 699 Hz je mírně ovlivněna chybou. Oproti tomu rezonanční frekvence o velikosti 2070 Hz, 2213 Hz, 2681 Hz jsou ovlivněny chybou velmi výrazně.

Tab. 14. Výsledné frekvence – pro měření v ose X

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Amplituda [m/s <sup>2</sup> N]	0,223	0,176	0,437	0,12	0,663	0,173	0,710	0,127	0,165	0,147
Frekvence [Hz]	205	268	699	755	1101	1177	1221	2074	2213	2681

Pozn. Všechny naměřené hodnoty jsem uložil na DVD, které je přiloženo k této práci. Na DVD se nachází soubor s neupravenými hodnotami tak i soubor s upravenými hodnotami. Oba soubory jsou z programu Excel 2007. V souboru s upravenými hodnotami je záložka s názvem výsledek – upr. V této záložce jsou porovnávány grafy odezvy a opakovatelnosti. Porovnáním jsem určil, na které výsledky působí chyba.

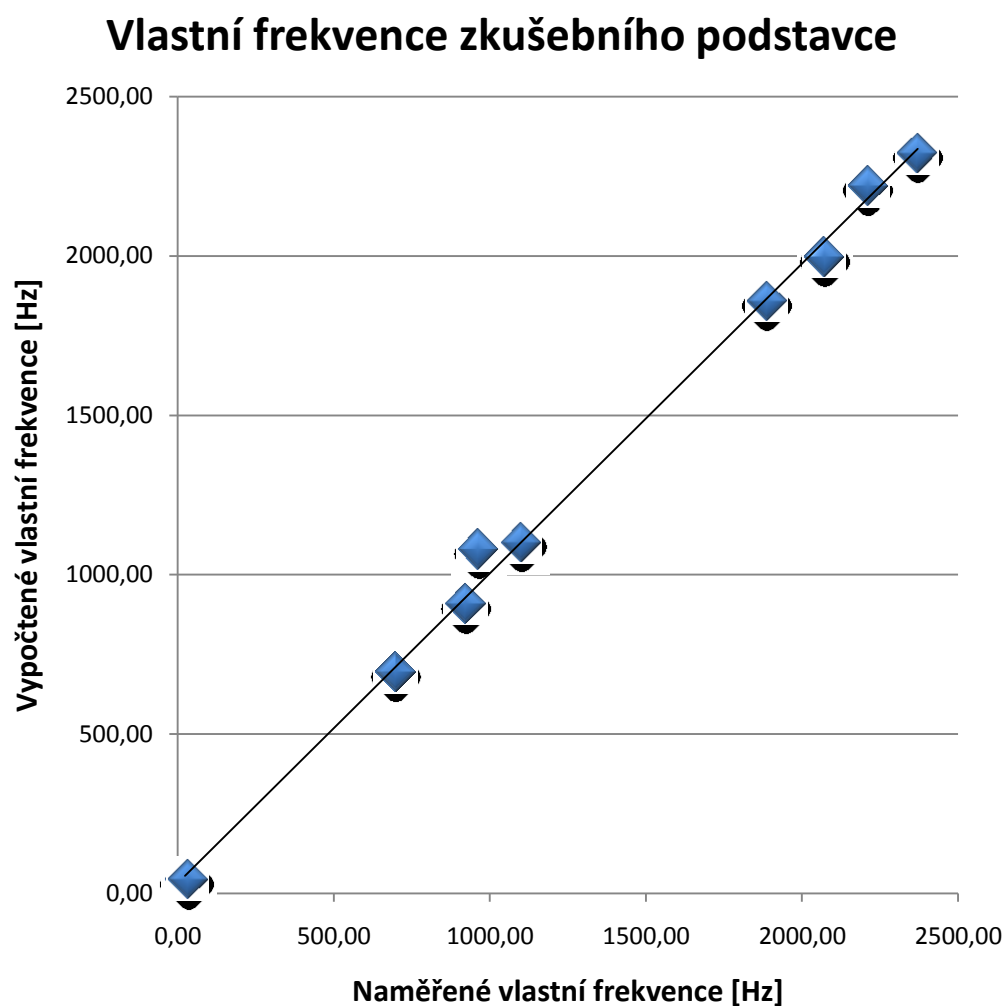
## 6.5 Zhodnocení dosažených výsledků

Tab. 15. Porovnávací tabulka

Zkušební podstavec		Zkušební podstavec s deskou	
inventor	měření	inventor	měření
43,49 Hz	23 Hz	42,54 Hz	22 Hz
43,71 Hz	34 Hz	42,76 Hz	33 Hz
694,84 Hz	698 Hz	217,43 Hz	205 Hz
907,28 Hz	923 Hz	245,84 Hz	268 Hz
1079,07 Hz	964 Hz	762,65 Hz	755 Hz
1100,90 Hz	1102 Hz	920,85 Hz	921 Hz
1858,51 Hz	1888 Hz	1032,67 Hz	1011 Hz
1996,16 Hz	2072 Hz	1180,36 Hz	1177 Hz
2219,61 Hz	2212 Hz	1231,37 Hz	1221 Hz
2322,47 Hz	2370 Hz	-	-

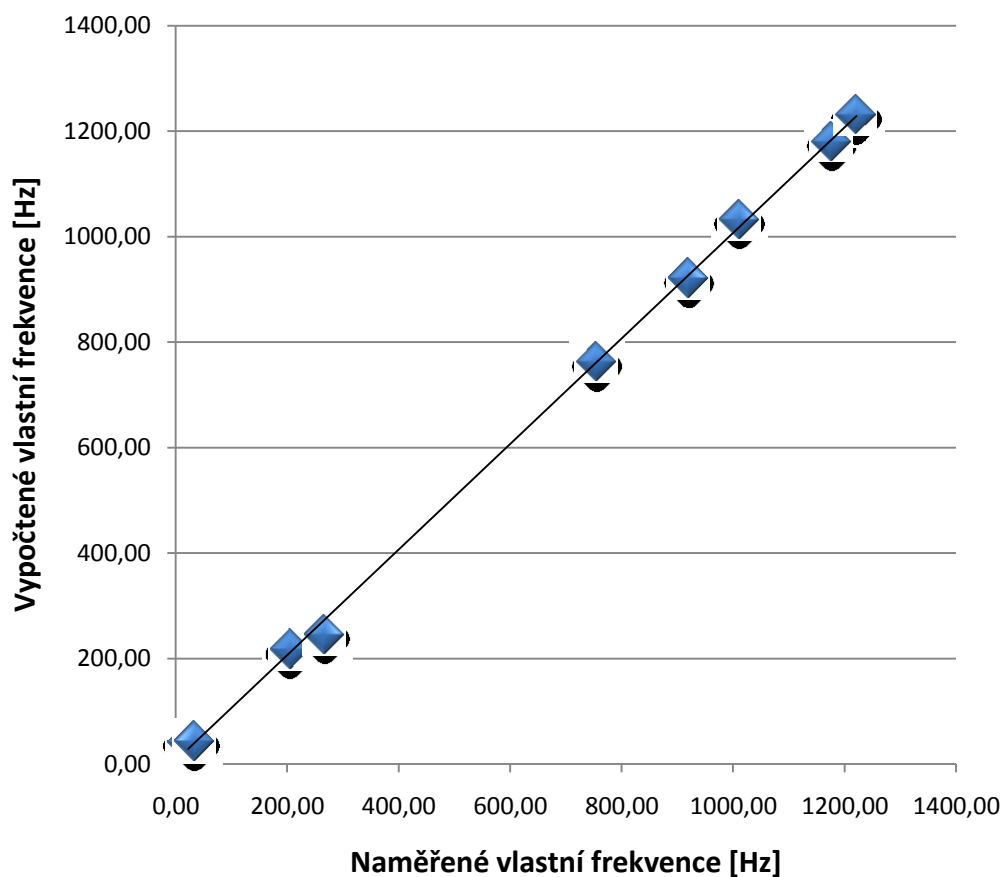
Pozn. Zbytek výsledků, které nejsou vypsány zde v tabulce, jsou přiloženy na DVD ve složce protokoly. V této složce jsou protokoly ze všech výpočtů v programu Inventor 2010.

Abych lépe porovnal výsledky, dal jsem je do grafů. Grafy jsem proložil regresní přímkou. Díky ní jdou lépe vidět jednotlivé odchylky.



*Obr. 30. Graf vlastních frekvencí zkušebního podstavce*

## Vlastní frekvence zkušebního podstavce s deskou



Obr. 31. Graf vlastních frekvencí zkušebního podstavce s deskou

Z grafů je jasně patrné, že naměřené a vypočtené frekvence si jsou velmi podobné. Problémem vypočtených hodnot je, že do výpočtu není zahrnuto tlumení. Naměřené hodnoty jsou tlumením ovlivněny. Tlumení způsobuje, že vypočtené frekvence jsou vyšší než naměřené. To dokazuje i mé měření.

## 7 Závěr

První kapitoly této práce jsou věnovány základům kmitání, kterými objasňuji problematiku a pojem rezonance. Dále jsem v úvodu popsal teoretické základy modální analýzy a modální zkoušky.

V softwaru Autodesk Inventor 2010 jsem vytvořil 3D model zkušebního podstavce a desky. Celkem jsem vytvořil 8 modelů zkušebního podstavce a 3 modely desky. U všech modelů jsem provedl simulaci modální analýzy. Modely jsem zkonstruoval za pomoci výkresové dokumentace od firmy Edwards. Po zkušenostech s konstruováním a simulacemi jsem vytvořil poslední 4 modely zkušebního podstavce. Tyto modely zobrazují návrhy konstrukčních úprav. Účelem úprav bylo vhodně zvýšit první vlastní frekvenci na vyšší hodnotu. Konstrukčně vhodné se ukázalo přidat ocelové výztuže. Simulací jsem zjistil první vlastní frekvence desky. Ta byla příliš nízká, proto jsem navrhl změnu materiálu. Účelem změny bylo zvýšit první vlastní frekvenci. U obou navrhovaných materiálu jsem provedl simulaci modální analýzy. Ze simulací vyšlo, že nejvhodnějším materiálem je hliník. Nevýhodou hliníkové desky je její váha, která je o 4,5 kg větší než u původní desky.

V závěru jsem provedl praktické měření zkušebního podstavce. Po celou dobu měření ovlivňovala část výsledků chyba, ale po zpracování hodnot jsem vliv této chyby omezil. Tato chyba vznikla v důsledku toho, že měřená struktura byla příliš tuhá. Po prvním úderu se rozvibrovala, a díky velké tuhosti se nestihla uklidnit, než přišel další úder kladívkem. Vyhodnocovací grafy, ze kterých jsem vycházel při určování přesnosti naměřených hodnot, jsou přiloženy na DVD.

Zpracované hodnoty z praktického měření jsem porovnal s vypočtenými hodnotami. Vypočtené hodnoty jsou mírně zkreslené, protože do výpočtu není zahrnuto tlumení. Naměřené hodnoty jsou tlumením ovlivněny. Tlumení způsobuje, že vypočtené frekvence jsou vyšší než naměřené.

Ze zjištěných výsledků je jasné, že by testovaná vývěva mohla způsobit rezonanci na první vlastní frekvenci testovacího podstavce. Rezonance by zkreslila výstupní kontrolu, která je na podstavci prováděna. Doporučil bych menší konstrukční úpravu a to přidání vzpěr. Protože přidání všech 4 vzpěr by bylo asi již finančně náročné. Když vezmeme v úvahu, že bychom museli vzpěry přidat na všechny zkušební podstavce. Podle mého názoru by stačily přidat 2 vzpěry, jak je znázorněno v příloze. Tuto úpravu

doporučuji, nejdříve provést na jednom podstavci. Na tomto podstavci provést následně měření a prakticky tím ověřit výsledky simulace modální analýzy.



## 8 Seznam literatury

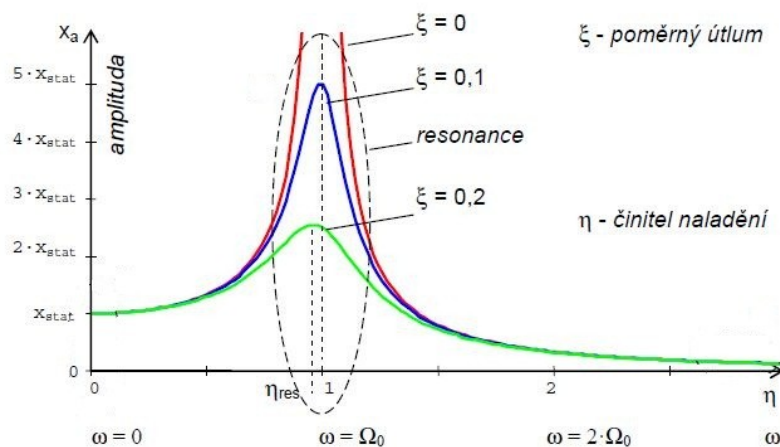
- [1] BILOŠOVÁ, Alena. Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: Část modální zkoušky [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2012-04-17]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena\\_EMAskripta.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena_EMAskripta.pdf)
- [2] HELEBRANT, František a Jiří ZIEGLER. Technická diagnostika a spolehlivost II.: Vibrodiagnostika [online]. Ostrava [cit. 2012-04-19]. Dostupné z: [http://vyuka.fs.vsb.cz/file.php/147/TD\\_a\\_spolehlivost\\_II\\_vibrodiagnostika\\_Helebrant.pdf](http://vyuka.fs.vsb.cz/file.php/147/TD_a_spolehlivost_II_vibrodiagnostika_Helebrant.pdf)
- [3] BILOŠOVÁ, Alena. Týmová cvičení předmětu experimentální modální analýza [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2012-04-17]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena\\_EMA.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/BilosovaAlena_EMA.pdf)
- [4] ONDROUCH, Jan a Jiří PODEŠVA. Technické kmitání [online]. Ostrava, 2011/2012 [cit. 2012-04-17]. Dostupné z: [http://www.337.vsb.cz/materialy/Podesva\\_kmitani.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/Podesva_kmitani.pdf)
- [5] MILÁČEK, Stanislav. Modální analýza mechanických kmitů. Praha: ČVUT, 1996. ISBN 80-01-00872-X.
- [6] Vnitro podnikové materiály fy Edwards s.r.o., Jana Sigmunda 300, Lutín, 783 49
- [7] Podkladové materiály fy National Instruments, dostupné z: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/207346>
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. Úvaly, Havlíčkova 92: ALBRA, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [9] Výukové materiály fy Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S, Skodsborgvej 307, DK-2850 Narum, Denmark

## 9 Seznam příloh

Příloha A .....	59
Příloha B .....	60
Příloha C .....	62
Příloha D .....	64
Příloha E .....	65

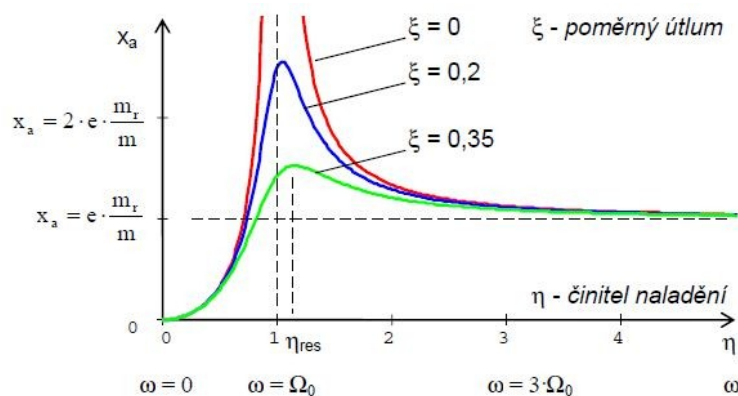
## Příloha A

- Amplitudová charakteristika pro kmitání vynucené budící silou harmonického průběhu



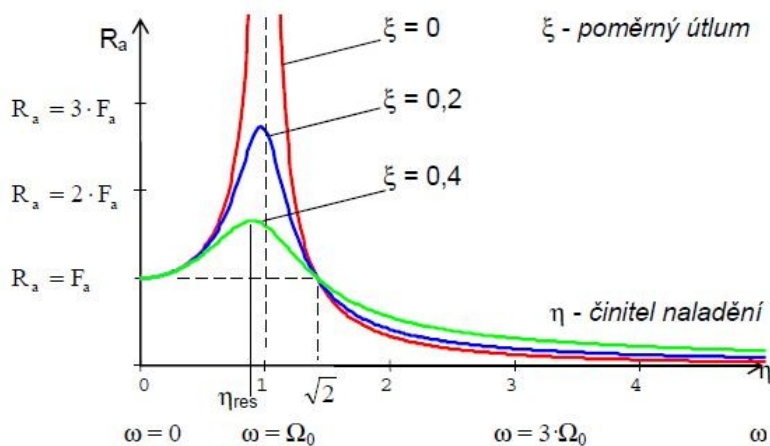
Obr. 32. Amplitudová charakteristika [4]

- Amplitudová charakteristika pro kmitání buzené rotující hmotou



Obr. 33. Amplitudová charakteristika [4]

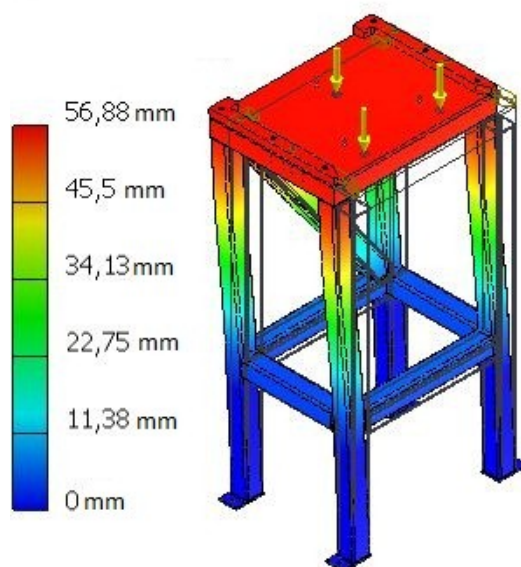
- Charakteristika reakce pro sílu přenášenou do základu



Obr. 34. Charakteristika reakce [4]

## Příloha B

Verze 1 – přidaná 1 vzpěra

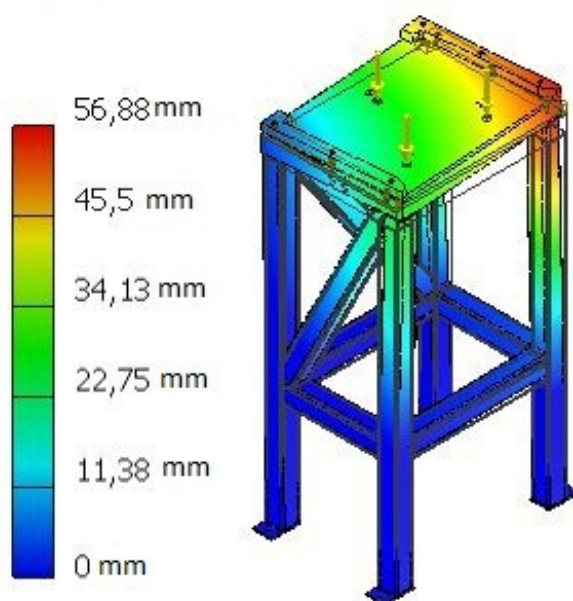


Obr. 35. První modální frekvence upraveného zkušebního podstavce – verze 1

Tab. 16. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	44,31	58,79	98,40	341,55	377,74

Verze 2 – přidaná 2 vzpěry

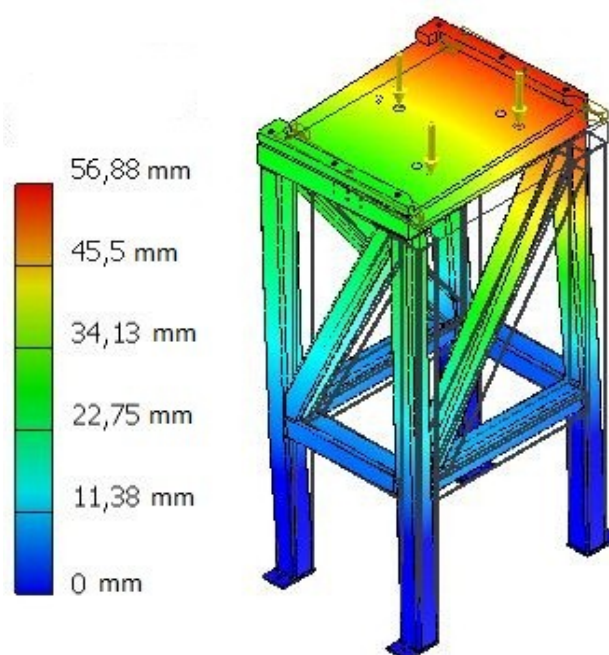


Obr. 36. První modální frekvence upraveného zkušebního podstavce – verze 2

Tab. 17. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	53,92	65,55	111,57	351,06	382,37

Verze 3 – přidána 3 vzpěry

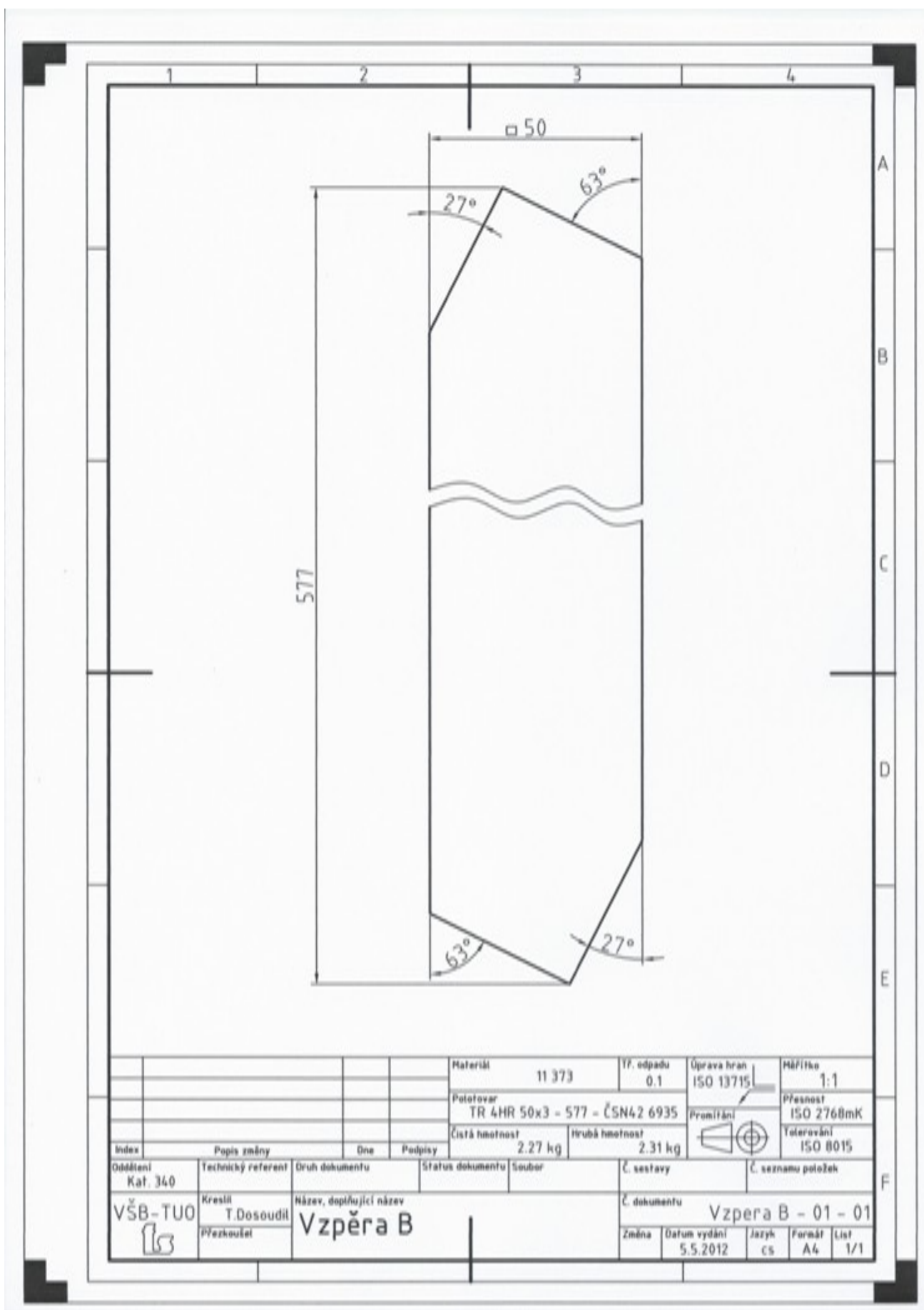


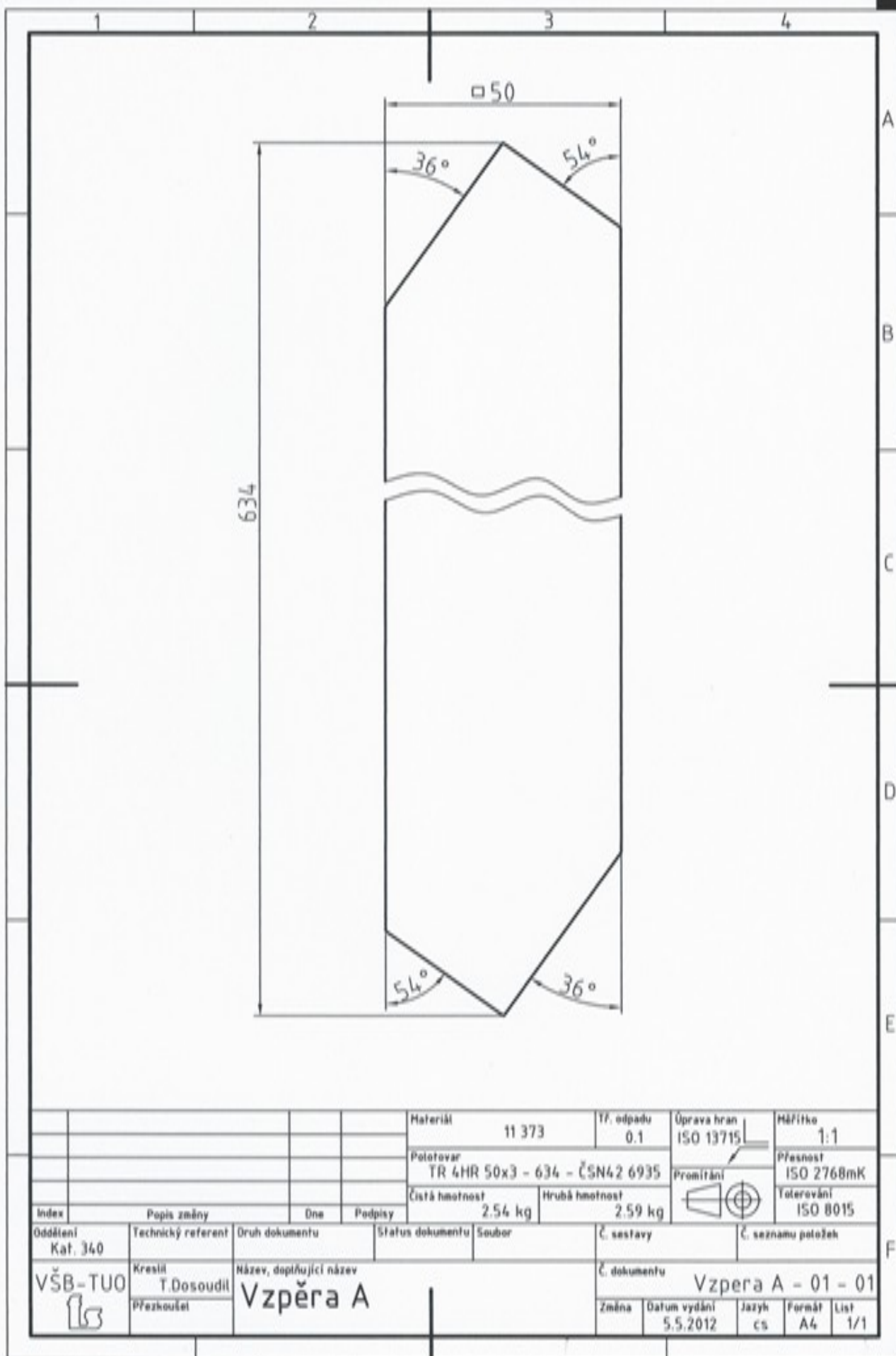
Obr. 37. První modální frekvence upraveného zkušebního podstavce – verze 3

Tab. 18. Výsledky modálních frekvencí

	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
frekvence [Hz]	58,16	80,83	119,91	348,92	386,03

# Příloha C







# Příloha D

## ~ Calibration Certificate ~

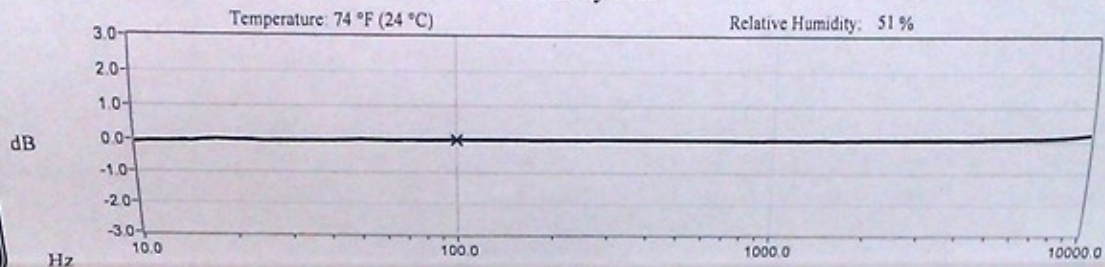
Per ISO 16063-21

Model Number: 352C22  
 Serial Number: 131362  
 Description: ICP® Accelerometer Method: Back-to-Back Comparison (AT401-3)  
 Manufacturer: PCB

### Calibration Data

Sensitivity @ 100.0 Hz 11.31 mV/g Output Bias 9.7 VDC  
(1.154 mV/m/s<sup>2</sup>) Transverse Sensitivity 2.3 %  
 Discharge Time Constant 2.7 seconds Resonant Frequency 83.7 kHz

### Sensitivity Plot



### Data Points

Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)	Frequency (Hz)	Dev. (%)
10.0	-0.9	300.0	0.1	7000.0	0.9
15.0	-0.6	500.0	0.1	10000.0	2.1
30.0	-0.3	1000.0	0.1		
50.0	0.0	3000.0	0.4		
REF. FREQ.	0.0	5000.0	0.6		

Mounting Surface: Tungsten Adapter Fastener: Cyanoacrylate Adhesive  
 Acceleration Level (rms): 10.0 g (98.1 m/s<sup>2</sup>)

Fixture Orientation: Vertical

\*The acceleration level may be limited by shaker displacement at low frequencies. If the listed level cannot be obtained, the calibration system uses the following formula to set the vibration amplitude: Acceleration Level (g) = 0.010 x (freq)<sup>2</sup>.  
 \*The gravitational constant used for calculations by the calibration system is: 1 g = 9.80665 m/s<sup>2</sup>

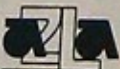
### Condition of Unit

As Found: n/a  
 As Left: New Unit, In Tolerance

### Notes

1. Calibration is NIST Traceable thru Project 681/280472 and PTB Traceable thru Project 10065.
2. This certificate shall not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc.
3. Calibration is performed in compliance with ISO 9001, ISO 10012-1, ANSI/NCSS Z540-1-1994 and ISO 17025.
4. See Manufacturer's Specification Sheet for a detailed listing of performance specifications.
5. Measurement uncertainty (95% confidence level with coverage factor of 2) for frequency ranges tested during calibration are as follows: 5-9 Hz; +/- 2.0%, 10-99 Hz; +/- 1.5%, 100-1999 Hz; +/- 1.0%, 2-10 kHz; +/- 2.5%.

Technician: Clyde Rivers CR Date: 06/27/11



CALIBRATION CERT #1862.02

**PCB PIEZOTRONICS™**  
 VIBRATION DIVISION

Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Calibration Performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

TEL: 888-684-0013 FAX: 716-685-3886 www.pcb.com

cal57 - 3192068381 07





## Příloha E

### ~Calibration Certificate~

Model No.: 086C03

Customer: \_\_\_\_\_

Serial No.: LW30666

Description: Impulse Force Hammer

PO No.: \_\_\_\_\_

Manufacturer: PCB

Calibration Method: Impulse (AT-303-1)

#### Data

Output Bias: **10.1**

Temperature: **70 °F**

**21 °C** Relative Humidity: **35 %**

#### HAMMER SENSITIVITY:

Hammer Configuration	Tip	Plastic/Vinyl	Plastic/Vinyl	
	Extender	None	Steel	
Hammer Sensitivity	mV/lb	10.30	10.87	
	(mV/N)	2.316	2.444	

**Above data is valid for all supplied tips.**


#### Condition of Unit:

As Found N/A.

As Left New unit in tolerance.

#### Notes:

1. Calibration is NIST Traceable thru Project 681/280472 and PTB Traceable thru Project 10065.
2. This certificate may not be reproduced, except in full, without written approval from PCB Piezotronics, Inc..
3. Calibration is performed in compliance with ISO 10012-1, ANSI/NCCL Z540-1-1994.
4. See Manufacturer's specification sheet for a detailed listing of performance specifications.
5. Measurement uncertainty (95% confidence level with a coverage factor of 2) is +/-3.8%.

Technician: Scott Skibniewski 

Date: 10/28/2011



**PCB PIEZOTRONICS**<sup>INC</sup>

Headquarters: 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043  
Calibration Performed at: 10869 Highway 903, Halifax, NC 27839

TEL: 888-684-0013

FAX: 716-685-3886

www.pcb.com